

# Cuadernillo 1

## Memoria explicativa

---

Petrolero de crudo Panamax 65000TPM

**Pablo Ceña Martínez**

**Alberto Torres Benayas**



Tutor: Don Ignacio Díez de Ulzurrun

Proyecto Final de Carrera número: 091

## Índice

1.	Introducción	3
2.	Especificaciones	3
2.1.	Especificaciones del proyecto	3
2.2.	Otras especificaciones no dadas en el proyecto	3
3.	Normativa y reglamentación utilizada	4
4.	Problemas y soluciones adoptadas	4
4.1.	Dimensionamiento (Cuadernillo 2)	4
4.2.	Formas (Cuadernillo 3)	5
4.3.	Disposición General (Cuadernillo 4)	5
4.4.	Cálculos de arquitectura naval (Cuadernillo 5)	6
5.	Índice de figuras y tablas.	7

## 1. Introducción

En este cuadernillo se explica el desarrollo que el proyecto ha tenido y los problemas que han surgido durante la realización del proyecto. De acuerdo con la normativa del proyecto fin de carrera este es la primera vuelta a la espiral de proyecto, con todo lo que ello implica. Sin embargo nosotros no nos queríamos quedar ahí y en algunos de los cuadernillos buscaremos una segunda vuelta a la espiral. Dicha segunda vuelta se verá en el último cuadernillo del proyecto.

## 2. Especificaciones

### 2.1. Especificaciones del proyecto

Aquí mostramos las especificaciones que el proyecto nos exige.

- Tipo. Petrolero clase Panamax
- Tipo de carga. Crudo
- Peso muerto. 65000 t.
- Velocidad. 12 kn.
- Autonomía. 20 días.
- Cuaderno especial de medidas que ayuden al ahorro energético.

### 2.2. Otras especificaciones no dadas en el proyecto

Existen ciertos requerimientos que no han sido dados en la especificación propia del proyecto. Dichos requerimientos son básicos para poder continuar con el proyecto y han sido elegidos por los dos autores de este proyecto. Para su elección hemos estudiado lo existente en el mercado y hemos adecuado lo existente en el mercado a nuestro barco.

Los requerimientos y la explicación de sus elecciones vienen mostrados a continuación.

- Tripulación. Hemos hecho los estudios del barco para una tripulación de 20 personas incluyendo oficiales y marineros. Sin embargo hemos creído oportuno establecer 26 camarotes por posibles visitantes o tripulación extra.
- La acomodación tiene abundantes espacios para uso y disfrute de la tripulación. Estos espacios pueden ser no requeridos dependiendo del criterio del armador. Pero como no conocemos al posible armador, hemos decidido crear un buque en el que la tripulación se encuentre a gusto.
- La velocidad del buque de nuestro proyecto es de 12 nudos. Sin embargo esta velocidad es anormalmente baja. Al no decirnos con qué potencia se alcanza esta velocidad hemos creído oportuno pensar que se alcanza al 80 % de la potencia del motor, consiguiendo así a toda máquina una velocidad aproximada de 13 nudos<sup>1</sup>.
- Aunque se cite en el siguiente apartado, la sociedad de clasificación utilizada ha sido la American Bureau of Shipping pues la mayoría de los armadores de la zona americana utilizan dicha sociedad de clasificación.

---

<sup>1</sup> Utilizando la ley cúbica con la velocidad de la potencia.

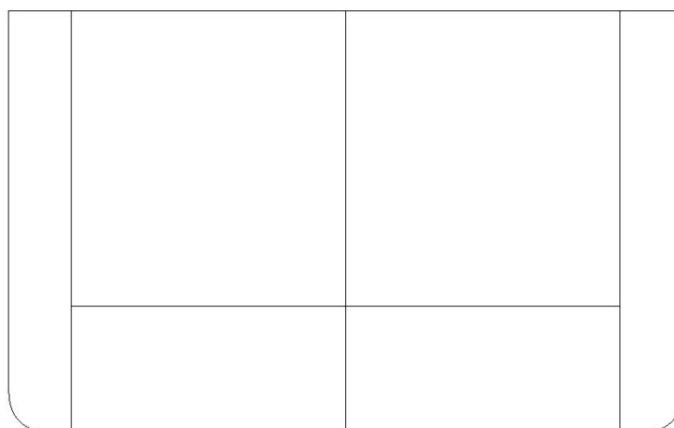
### 3. Normativa y reglamentación utilizada

Se ha mencionado en el apartado anterior que la sociedad de clasificación utilizada es American Bureau Veritas.

Respecto al resto de normativa utilizada hay dos muy importantes que son convenios SOLAS 74 y MARPOL 73/78 y enmiendas posteriores. Además para el cálculo del francobordo se ha utilizado el Convenio Internacional de Líneas de Máxima Carga de 1966, o también conocido como Convenio 1966.

Posiblemente la característica más peculiar de nuestro proyecto es que no dispone de doble fondo, y en vez de ello dispone de cubierta intermedia. Se verá con mucho más detenimiento en el cuadernillo 4, pero en contra de lo que se pueda creer un petrolero puede no disponer de doble fondo si cumple una serie de características. Dichas características se pueden estudiar en la regla 19 del anexo I del MARPOL donde se explica la disposición del doble costado y del doble fondo.

Al estudiar las características exigidas por dicha regla del MARPOL y viendo que nuestro buque cumple todas las reglas hemos decidido poner una cubierta intermedia en vez de disponer de doble fondo en el buque.



*Figura 1. Cuaderna maestra*

### 4. Problemas y soluciones adoptadas

#### 4.1. Dimensionamiento (Cuadernillo 2)

A la hora de hacer el cuadernillo 2 o cuadernillo de dimensionamiento hemos tenido muchos problemas al encontrar una buena base de datos. Dicha base de datos ha sido extraída de la base de datos informática Clarkson y de las revistas anuales de Significant Ships de la RINA. Destaca la poca información que facilitan los armadores sobre sus barcos y por lo tanto dificulta en gran cantidad las conclusiones sacadas de una base de datos en la que no hay suficientes muestras, en este caso barcos. Por encima de todo llama la atención que en todas las fuentes consultadas tan sólo hemos conseguido tres desplazamientos de buques. Esto implica que los datos sacados sobre desplazamiento, y por lo tanto peso en rosca, puedan y deban ser cambiantes durante el proyecto del buque aplicando durante todo este proyecto la debida espiral de diseño.



En la tabla 1 se muestran las dimensiones y coeficientes principales de nuestro buque, después de aplicar el correcto dimensionamiento.

Buque a proyectar	
Lpp (m)	219.0
B (m)	32,20
T (m)	12,95
D (m)	20.00
DWT (t)	65000
LWT (t)	14040
Desplazamiento (t)	79040
Cb	0.840
L/B	6,8
B/D	1.607
T/D	0.646

Tabla 1. Dimensiones y coeficientes principales del buque a proyectar.

#### 4.2. Formas (Cuadernillo 3)

Lo primero que tuvimos que definir en cuanto a las formas fue la optimización de la proa, es decir la disposición o no del bulbo de proa. Analizando diferentes fuentes vimos que con la velocidad tan baja que tenía nuestro buque y analizando la dificultad constructiva que presenta este y por lo tanto su aumento en el presupuesto del buque, decidimos que lo óptimo tanto técnica como económicamente fuese no disponer de bulbo de proa. Una vez conseguimos unas formas sin bulbo de proa y de dimensiones parecidas al nuestro fuimos cambiando las formas para que cumpliesen nuestro dimensionamiento. Luego se hizo el posterior alisado utilizando el programa informático de arquitectura naval MaxSurf. Este cuadernillo tiene muchas horas de trabajo pero no tuvimos problemas considerables en la realización de las formas.

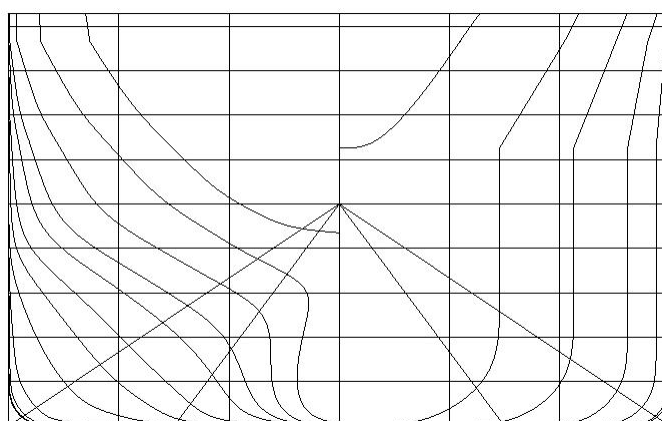


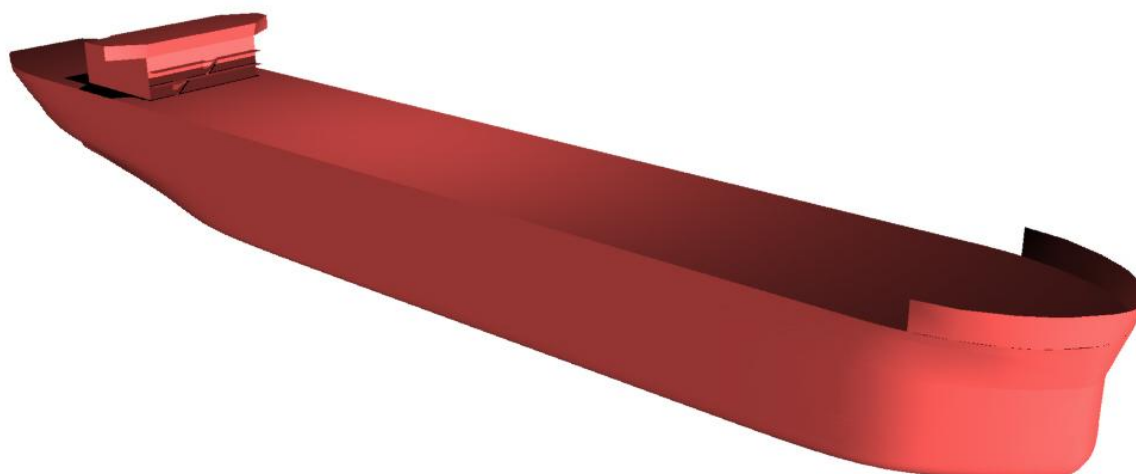
Figura 2. Caja de cuadernas

#### 4.3. Disposición General (Cuadernillo 4)

El mayor problema a la hora de realizar la disposición general era la falta de detalle en el proyecto. Esto es, que al realizarse esta disposición en el cuadernillo 4 tan sólo se habían

realizado otros 2 cuadernillos donde no existe el detalle que necesitaría una disposición general. Al hablar de detalle nos referimos a disposición de maquinillas, bombas, tanques en la cámara de máquinas, etc. Al no tener toda esta información por ser de cuadernillos posteriores, la disposición general queda incompleta. Como se menciona en el cuadernillo 4, una vez tengamos toda esa información se volverá a realizar un plano de disposición general donde se incluya toda la información disponible sobre el proyecto.

Respecto a la ausencia de doble fondo, al cumplir todos los requisitos que dice la norma 19 del anexo I del MARPOL ha sido posible cambiar la disposición de doble fondo por una disposición con cubierta intermedia.



*Figura 3. Modelo del buque*

#### **4.4. Cálculos de arquitectura naval (Cuadernillo 5)**

En dicho cuaderno se estudia la estabilidad del buque y sus curvas hidrostáticas. Aunque no es objeto de este cuadernillo hemos creído oportuno evaluar la estabilidad en diferentes situaciones de carga para conocer si la diferencia de KGs y el problema de las superficies libres suponía una situación crítica respecto a la estabilidad. Comprobada esta estabilidad se ve que en cualquier situación de carga el buque se comporta de una manera estable.

Se ha analizado también el francobordo mínimo y vemos que el buque cumple dicho francobordo. Respecto al arqueo tenemos un arqueo bruto de 47373 y un arqueo neto de 19340.53 tons.

## 5. Índice de figuras y tablas.

Figura 1. Cuaderna maestra

Figura 2. Caja de cuadernas

Figura 3. Modelo del buque

Tabla 1. Dimensiones y coeficientes principales del buque a proyectar.

# Cuadernillo 2

## Dimensionamiento

---

Petrolero de crudo Panamax 65000TPM

**Pablo Ceña Martínez**

**Alberto Torres Benayas**



Tutor: Don Ignacio Díez de Ulzurrun

Proyecto Final de Carrera número: 091

## Índice

0.	Descripción del cuadernillo y método de trabajo	3
1.	Especificaciones del proyecto	3
2.	Discusión de la especificación	3
3.	Clase Panamax	4
4.	Base de datos	4
4.1	Discusión de la base de datos.	5
5.	Cálculos y regresiones de la base de datos	7
6.	Cálculo del desplazamiento.	8
7.	Alternativas de dimensionamiento	10
7.1.	Obtención del puntal	10
7.2.	Alternativa 1	11
7.3.	Alternativa 2	12
7.4.	Alternativa 3	12
7.5.	Alternativa 4	13
7.6.	Alternativa 5	13
7.7.	Resumen alternativas	15
8.	Estudio alternativa óptima	15
8.1.	Consideraciones técnicas	15
8.2.	Consideraciones económicas	16
9.	Alternativa escogida	17
9.1.	Cálculo de potencia	18
9.2.	Análisis del francobordo.	18
9.3.	Análisis de la estabilidad.	19
10.	Referencias	21
11.	Índice de figuras y tablas	22

## 0. Descripción del cuadernillo y método de trabajo

En el este cuadernillo de dimensionamiento vamos a sacar las medidas y coeficientes necesarios para definir el que va a ser nuestro buque. Todo el proceso que nos llevará a conseguir dichas dimensiones y coeficientes queremos explicarlo de una manera profunda pero a la vez sencilla en la lectura y fácil de seguir en los razonamientos.

Todos los datos o conclusiones que saquemos en este cuadernillo queremos que queden bien explicadas y que cualquier lector pueda entender los razonamientos del por qué se toman todas las decisiones. Queremos dejar también claro que el proceso de diseño de un buque es una espiral continua en el que se puede y se debe realimentar una vez que el proyecto vaya avanzando. Es por este motivo que determinados números que se den en este cuadernillo puedan ser cambiados con posterioridad durante el proyecto. Además existen otros datos en este cuadernillo que son aproximaciones para poder tener órdenes de magnitud, como pueden ser estimaciones de dónde está el centro de carena y otros ejemplos que permiten seguir con la propia espiral de proyecto y por lo tanto seguir con los siguientes pasos.

## 1. Especificaciones del proyecto

- Tipo. Petrolero clase Panamax
- Tipo de carga. Crudo
- Peso muerto. 65000 ton.
- Velocidad. 12 kn
- Autonomía 20 días.
- Cuaderno especial de medidas que ayuden al ahorro energético.

## 2. Discusión de la especificación

La especificación en nuestro proyecto queda muy abierta por lo que tenemos gran capacidad de maniobra dentro de ella. Debemos resaltar varias cosas dentro de nuestra especificación:

- **Peso muerto:** los buques contruidos similares al nuestro tienen pesos muertos parecidos, pero también tienen calados superiores al requerido por el Canal de Panamá. Esto hace estos buques atraviesen el canal con una condición de carga menor a la máxima. Teniendo en cuenta esto, estudiaremos hacer un buque con el calado del Canal de Panamá o bien, seguir con esta tendencia y hacer un buque similar a los existentes.
- **Velocidad.** Todos los buques de los que disponemos información tienen una velocidad superior a nuestra velocidad, alrededor de 14.5 nudos, mientras que nuestro buque es más lento. Esto tendrá repercusión en las formas y coeficientes de carena que tendrá nuestro barco. Dicha velocidad tan lenta no nos supone un problema porque analizando detenidamente la explotación y las posibles rutas de nuestro barco, éste

pasará mucho tiempo en carga/descarga y en espera de entrada al Canal de Panamá por lo que ganar 1 o 2 nudos en travesía no le va a suponer mucha ayuda respecto al tiempo total de viaje.

### 3. Clase Panamax

La clase Panamax actual es la que permite que el barco transite por el Canal de Panamá existente hoy en día. Las dimensiones de las esclusas de dicho canal, y por lo tanto las máximas posibles en los buques de la clase Panamax, son las siguientes:

- Eslora: 294,1 metros
- Manga: 32,3 metros
- Calado: 12 metros, medido en agua dulce tropical.

Existe también una restricción en altura desde la línea de flotación, 57.91 metros, pero que no afecta a nuestro tipo de buque, por ser de puntal muy inferior.



Fig. 1. Situación geográfica del Canal de Panamá.

Podemos creer que por lo general en buques portacontenedores u otro tipo de buques más ligeros la única restricción existente en la travesía por el canal de Panamá es la manga en las esclusas. En otro tipo de buques más pesados, tales como un petrolero, una de las características que es igual de restrictiva resulta ser el calado como podremos ver posteriormente.

### 4. Base de datos

Hemos creado una base de datos con buques de características similares al nuestro y de construcción reciente. Significa esto que los barcos de nuestra base de datos cumplen con la normativa de 1992 donde se les exigió a los buques petroleros tener doble casco. Al tratarse de barcos lo más recientes posibles la muestra es extrapolable al conjunto.

Todos los barcos en nuestra base de datos son clase panamax y por lo tanto tienen una manga menor de 32.3 metros. Hemos de resaltar que una de las dimensiones restrictivas del Canal como es el calado sólo un buque la cumple. Esto tiene lógica si se piensa que estos barcos pueden no ir con los tanques llenos y el calado del Canal de Panamá es variable dependiendo de la estación de lluvias. Además, el propio Canal de Panamá permite en sus entradas la descarga parcial de carga.

Analizando más a fondo esta cuestión e informándonos más sobre dicho asunto, muchos armadores han preferido desde siempre la opción de tener la posibilidad de llevar más carga por si algún día el barco cambia su explotación y/o ruta y así no tener que hacer una ampliación del buque en un astillero. Como ya veremos más adelante en este cuadernillo 2 nosotros también vamos a tener que optar por un calado mayor al permitido en el Canal por cuestiones técnicas, o lo que es lo mismo vamos a tener que optar por la opción de pasar por el Canal con menor carga de la máxima permitida por la capacidad del buque. Usaremos por lo tanto la máxima capacidad del buque cuando vayamos en otras rutas o la explotación sea diferente y no necesitemos del paso por el Canal de Panamá.

Las características de todos los buques mostrados en la tabla 1 (base de datos) han sido comprobadas en las diferentes sociedades de clasificación a las que pertenecen los buques mediante el *IMO number* (matrícula internacional de cada buque). Todos los buques gemelos de nuestra base de datos han sido eliminados y por lo tanto sólo tenemos buques de características únicas. Dicha base de datos ha sido extraída de las referencias [1] y [2]. Recalcamos que todos los buques mostrados en la base de datos son buques que cumplen la normativa actual y son clase panamax actual.

#### 4.1 Discusión de la base de datos.

Existen en explotación muy pocos buques petroleros tipo panamax con características similares al nuestro de construcción reciente. Esto ha hecho muy difícil encontrar buques de los que podamos extraer información valiosa. Aún así hemos podido llegar a la cantidad de 10 buques que formen nuestra base de datos pero no de todos ellos disponemos toda la información.

Destaca que sólo 3 barcos faciliten sus datos en cuanto a desplazamiento se refiere. Esto se discutirá más adelante en este cuadernillo pero adelantamos que al tener tan pocos buques con este dato las conclusiones que podemos sacar en cuanto a ello no son definitivas y por lo tanto todo lo que influye en el desplazamiento será un dato que pueda cambiar según se vaya aplicando la espiral de proyecto.



Petrolero de crudo clase Panamax 65000 TPM

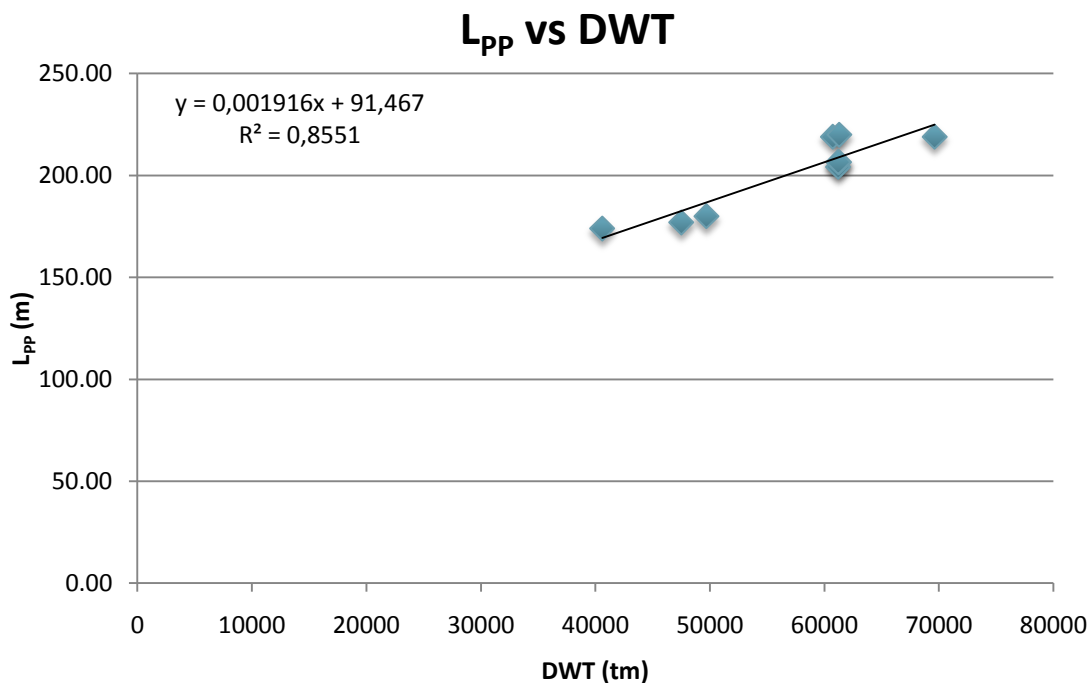
Buque	LOA(m)	LPP(m)	B(m)	T de diseño(m)	Puntal (m)	DWT (tm)	Velocidad (kn)	Desplazamiento (tm)	Coeficiente de bloque	Potencia (kW)	Volumen de tanques (m <sup>3</sup> )	Peso carga (tm)	Rosca (tm)
Overseas houston	183,20	174,00	32,20	11,00	18,80	40600	14,6	50020	0,788	8580	52646	51593	9420
Western Baltic	186,41	177,00	32,20	12,00	18,50	47500							
Ocean Neptune	189,00	180,00	32,20	12,50	20,20	49700		60646	0,813		62755	61500	10946
Miltiadis M	228,00	219,00	32,24	12,22	20,40	60750	15,2	72659	0,822	12240			11909
Moonlight Venture	213,36	204,19	32,26	12,29	18,50	61204	15,6			10010	71611		
Evrotas	213,35	206,56	32,29	12,28		61281	14,8						
Stena poseidon	228,60	220,00	32,24	12,20	20,45	61300	15,5			13560			
Larvik	213,35	206,56	32,29	12,29		61213	14,8						
Cabo Hellas	228,00	219,00	32,20	13,62	19,80	69636	14,6			13900			

Tabla 1. Base de datos utilizada para los análisis y regresiones.

## 5. Cálculos y regresiones de la base de datos

A continuación mostramos las regresiones que hemos hecho a partir de nuestra base de datos. Los datos que sacamos de dichas regresiones son datos para tener el orden de magnitud de los buques existentes en el mercado, pues creemos que es bueno saber alrededor de qué números nos estamos moviendo, pero recalcamos que no son datos finales.

- $L_{pp} = 0.001916 \cdot 65000 + 91.467 = 216.01m$
- $T = 0.000058 \cdot 65000 + 8.933091 = 12.71 m$
- $\frac{L_{pp}}{D} = 0.000081 \cdot 65000 + 5.667705 = 10.93 m$
- $D = \frac{L_{pp}}{10.93} = 19.76 m^*$



\* Si tomamos como buena la eslora tomada de las regresiones.

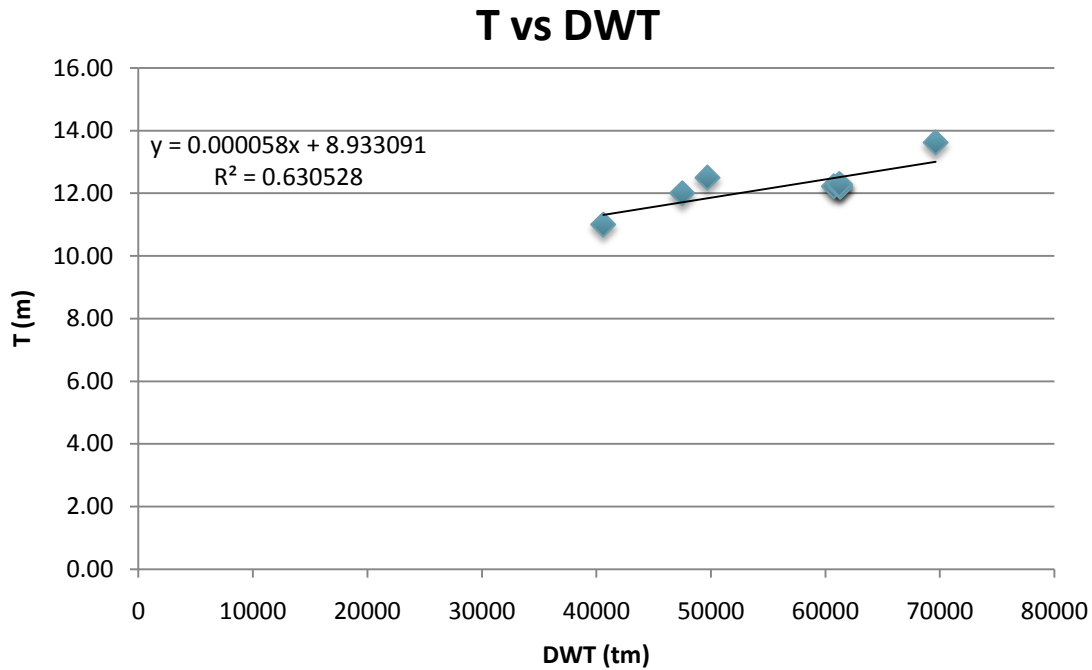


Figura 3

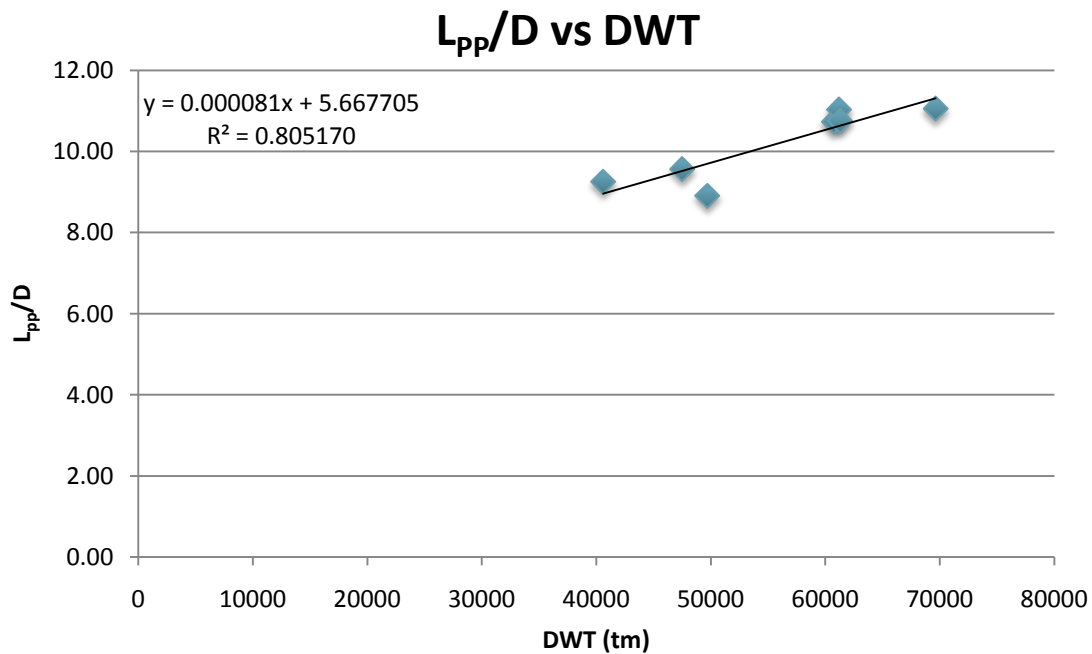


Figura 4

## 6. Cálculo del desplazamiento.

Lo que se expresa a continuación tiene el consentimiento expreso del tutor de este proyecto, Don Ignacio Díez de Ulzurrun.

*La base de datos que tenemos tan sólo tiene 3 buques de los que conozcamos su desplazamiento y por lo tanto su Cb. Hemos estado analizando otros proyectos en los que*

tenían estos datos de más de 15 barcos. Buscando en las referencias [1], [2] y [3] y en las sociedades de clasificación nos ha sido imposible encontrar más barcos. Extrañados hemos estado preguntando a diferentes profesores y entendidos en la materia quienes nos han dicho que estos datos no suelen ser facilitados por los armadores y que son muy difíciles de conseguir.

Por ello hemos optado por una manera muy aproximada para el cálculo del desplazamiento. Esto es ver qué proporción del peso muerto corresponde al desplazamiento en los buques que tenemos. En la tabla 2 se muestran estos buques y dichas proporciones. Incluimos en la figura 5 una regresión con estos buques que aunque no sea muy significativa por tener sólo tres muestras, enseña claramente que cuanto mayor DWT tenemos menor proporción existe de desplazamiento respecto al DWT.

Buque	Disp/DWT
Overseas houston	1,232
Ocean Neptune	1,220
Miltiadis M	1,196
<b>Media</b>	<b>1.216</b>

Tabla 2

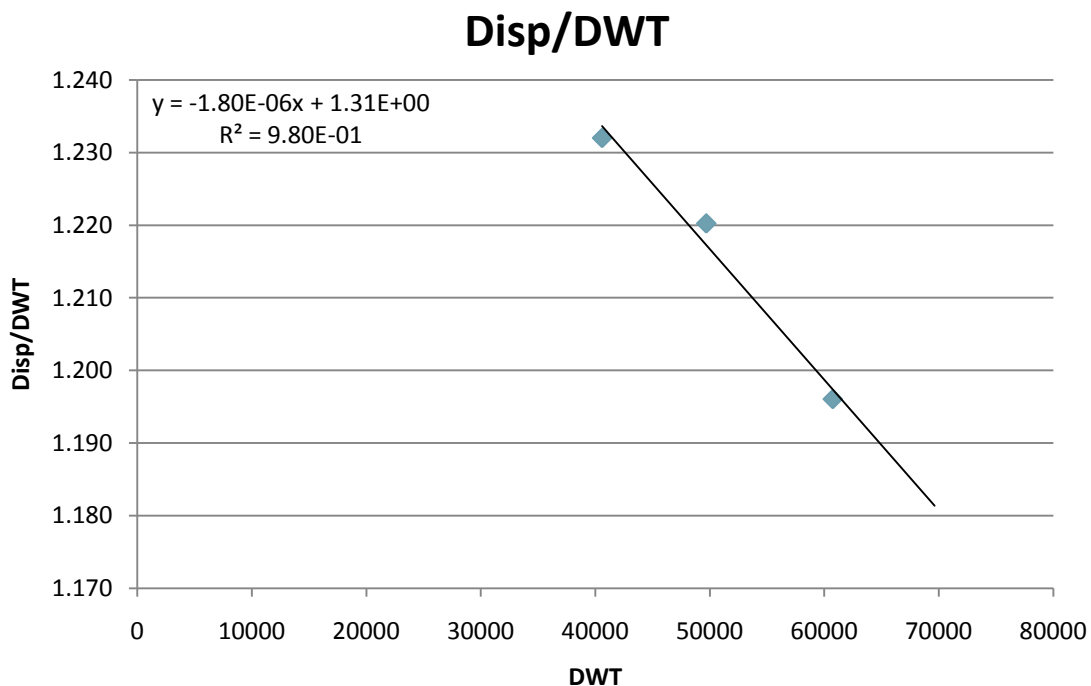


Figura 5

Por lo tanto nuestro desplazamiento aproximado es **79040 tm**. Este dato será una aproximación inicial. El valor definitivo lo conoceremos más adelante cuando estén definidos el total de pesos que componen el buque. Este dato en comparación con la tendencia de los datos que se muestran en la figura 5 es conservador, debido a que en dicha regresión nos pide un desplazamiento menor para nuestro peso muerto. Esto significa que una vez tengamos los datos definitivos de pesos si estos hacen un desplazamiento menor podríamos llevar más carga

con el mismo calado, o lo que es lo mismo podríamos pasar por el Canal de Panamá con mayor carga de la estimada en un principio.

## 7. Alternativas de dimensionamiento

Hemos estudiado 5 alternativas de diseño en cuanto a dimensiones. Dichas alternativas se evaluarán con dos criterios. El primero será una forma puramente técnica y el segundo será un pequeño estudio económico para ver qué alternativa es la mejor en cuestiones económicas.

La forma de estudio de las alternativas es ver qué criterios buscamos y ver qué mantenemos constante. Una vez tengamos estas dos partes elegidas buscamos alrededor de ese conjunto qué alternativa es la mejor con cada criterio. Con ello seleccionaremos la que creemos que mejor se adapte a los criterios mencionados anteriormente.

1º alternativa. Se analizan diversos valores de  $L/B$ . El coeficiente de bloque se obtiene con la fórmula de Kerlen ( $C_B = 1.179 - 2.026 \cdot Fr$ ) y se corrige con un factor de experiencia de 0.977 obtenido de los buques de la base de datos. Con esto se saca el calado y se compara con el obtenido con las regresiones de  $T$  en función de DWT. Se busca el punto en el que se crucen.

2º alternativa. La eslora y el calado son obtenidos de las regresiones en función de DWT. Variamos el coeficiente de bloque y obtenemos el desplazamiento y el peso en rosca. Comparamos el peso en rosca sabiendo que el desplazamiento es la relación de  $1.216 \cdot DWT$  obtenida en el apartado 6 de este cuadernillo.

3º alternativa. Forzamos la relación de eslora manga a 7, imponemos el calado mínimo de Panamá, el desplazamiento lo obtenemos como  $1.216$  por el DWT y sacamos el coeficiente de bloque.

4º alternativa. Forzamos la relación  $L/B$  a que sea 7. Vamos variando el calado. El desplazamiento lo obtenemos multiplicando DWT por  $1.216$  y con ello sacamos el  $C_b$  y buscamos que sea el coeficiente de bloque máximo de nuestra base de datos.

5º alternativa. Forzamos la relación  $L/B$  a que sea 6.8. Vamos variando el calado. El desplazamiento lo obtenemos multiplicando DWT por  $1.216$  y con ello sacamos el  $C_b$  y buscamos que sea el coeficiente de bloque de 0.84.

### 7.1. Obtención del puntal

Se tomará como bueno para una primera aproximación el valor adimensional que hemos obtenido de las regresiones de la relación  $L_{pp}/D$  y que ha sido **10.93**. Dicho valor podría ser discutible pero como decimos en el apartado 0 de este cuadernillo todo el método de trabajo en un proyecto ingenieril es una espiral de proyecto y por lo tanto el valor del puntal se irá revisando durante el proyecto.

Analizando en qué cuestiones nos influye el puntal a corto plazo hemos de resaltar las siguientes:

- Cálculo de normativa de francobordo. Si cumple con este puntal analizaremos con qué puntal no cumpliría y por lo tanto tendríamos el límite inferior de puntal. En primera aproximación al ser un buque con tanto DWT no alcanzaremos el límite inferior de puntal por lo que no tendríamos problemas por francobordo pequeño.
- Estabilidad. Cuanta más carga tengamos situada en puntos más altos, el centro de gravedad del buque estará más alto y por lo tanto peor será la estabilidad. Analizaremos con qué puntal máximo tendremos esa pérdida de estabilidad y este será el límite máximo del puntal.
- Criterios económicos. El puntal es la dimensión más barata a la hora de cambiar algún punto del proyecto, por lo que no influye de una manera significativa o comparativa como lo podrían hacer el resto de dimensiones.
- Volumen de los tanques. Cuando calculemos el volumen de los tanques<sup>†</sup> la única dimensión que podremos variar es el puntal pues la eslora de bodegas quedará definida con anterioridad y la manga está implícita en la clase del buque. Por ello una vez hayamos calculado el volumen y número de tanques tendremos el puntal real de nuestro buque.

## 7.2. Alternativa 1

	Alt. 1.1	Alt. 1.2	Alt. 1.3	Alt. 1.4	Alt. 1.5	Alt. 1.6	Alt. 1.7
Lpp (m)	206,08	209,30	212,52	215,74	219,0	222,18	225,40
B (m)	32,20	32,20	32,20	32,20	32,20	32,20	32,20
T (m)	13,32	13,12	12,92	12,73	12,54	12,36	12,18
T (m)	12,73	12,73	12,73	12,73	12,73	12,73	12,73
Diferencia de T (m)	-0,59	-0,38	-0,19	0,007	0,19	0,38	0,55
D(m)	18,85	19,15	19,44	19,74	20,03	20,33	20,62
DWT (t)	65000	65000	65000	65000	65000	65000	65000
LWT (t)	14040	14040	14040	14040	14040	14040	14040
Desplazamiento(t)	79040	79040	79040	79040	79040	79040	79040
Cb	0,868	0,868	0,868	0,868	0,868	0,868	0,868
L/B	6,4	6,5	6,6	6,7	6,8	6,9	7,0
B/D	1,708	1,682	1,656	1,631	1,607	1,584	1,561
T/D	0,707	0,685	0,664	0,645	0,626	0,608	0,591

Tabla 3

### Ventajas

- Obtenemos calado pequeño, por lo que nos permitiría pasar el Canal de Panamá en numerosas ocasiones dependiendo de las lluvias

### Inconvenientes

- Alto coeficiente de bloque
- Tenemos un L/B alto, y en esta alternativa buscamos el óptimo de L/B

<sup>†</sup> Cuadernillo 4 de este proyecto.

La alternativa que cumple nuestros criterios es la mencionada como 1.4 que se llamará a partir de aquí en adelante alternativa 1.

### 7.3. Alternativa 2

	Alt. 2.1	Alt. 2.2	Alt. 2.3	Alt. 2.4	Alt. 2.5	Alt. 2.6	Alt. 2.7
<b>Lpp (m)</b>	216,01	216,01	216,01	<b>216,01</b>	216,01	216,01	216,01
<b>B (m)</b>	32,20	32,2	32,20	<b>32,20</b>	32,20	32,20	32,20
<b>T (m)</b>	12,73	12,73	12,73	<b>12,73</b>	12,73	12,73	12,73
<b>D (m)</b>	19,76	19,76	19,76	<b>19,76</b>	19,76	19,76	19,76
<b>DWT (t)</b>	65000	65000	65000	<b>65000</b>	65000	65000	65000
<b>LWT (t)</b>	12540	12996	13452	<b>13908</b>	14364	14820	15276
<b>LWT (t)</b>	14040	14040	14040	<b>14040</b>	14040	14040	14040
<b>Diferencia (t)</b>	1500	1044	588	<b>132</b>	-324	-780	-1236
<b>Desplazamiento (t)</b>	77540	77996	78452	<b>78908</b>	79364	79820	80276
<b>Cb</b>	0,850	0,855	0,860	<b>0,865</b>	0,870	0,875	0,880
<b>L/B</b>	6,71	6,71	6,71	<b>6,71</b>	6,71	6,71	6,71
<b>B/D</b>	1,629	1,629	1,629	<b>1,629</b>	1,629	1,629	1,629
<b>T/D</b>	0,644	0,644	0,644	<b>0,644</b>	0,644	0,644	0,644

Tabla 4

#### Ventajas

- L/B más baja

#### Inconvenientes

- Alto coeficiente de bloque
- Tenemos un Cb alto, y en esta alternativa buscamos el óptimo de Cb

La alternativa que cumple nuestros criterios es la mencionada como 2.4 que se llamará a partir de aquí en adelante alternativa 2.

### 7.4. Alternativa 3

Esta es la única alternativa que permite que el buque pase por el Canal de Panamá en cualquier situación de carga, inclusive en la carga máxima.

Alternativa 3	
<b>Lpp (m)</b>	<b>225,40</b>
<b>B (m)</b>	<b>32,20</b>
<b>T (m)</b>	<b>11,70</b>
<b>D (m)</b>	<b>20,62</b>
<b>DWT (t)</b>	<b>65000</b>
<b>LWT (t)</b>	<b>14040</b>
<b>Desplazamiento (t)</b>	<b>79040</b>
<b>Cb</b>	<b>0,904</b>
<b>L/B</b>	<b>7,0</b>
<b>B/D</b>	<b>1,561</b>
<b>T/D</b>	<b>0,567</b>

Tabla 5

<b>Ventajas</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Puede pasar por el Canal de Panamá en cualquier condición de carga.</li> </ul>
<b>Inconvenientes</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Alto coeficiente de bloque</li> <li>Alta relación L/B</li> </ul>

## 7.5. Alternativa 4

	Alt. 4.1	Alt. 4.2	Alt. 4.3	Alt. 4.4	Alt. 4.5	Alt. 4.6	Alt. 4.7
<b>Lpp (m)</b>	225,40	225,40	225,40	<b>225,40</b>	225,4	225,40	225,40
<b>B (m)</b>	32,20	32,20	32,20	<b>32,20</b>	32,20	32,20	32,20
<b>T (m)</b>	12,20	12,45	12,70	<b>12,95</b>	13,2	13,45	13,70
<b>D (m)</b>	20,62	20,62	20,62	<b>20,62</b>	20,62	20,62	20,62
<b>DWT (t)</b>	65000	65000	65000	<b>65000</b>	65000	65000	65000
<b>LWT (t)</b>	14040	14040	14040	<b>14040</b>	14040	14040	14040
<b>Desplazamiento (t)</b>	79040	79040	79040	<b>79040</b>	79040	79040	79040
<b>Cb</b>	0,867	0,849	0,833	<b>0,816</b>	0,801	0,786	0,772
<b>Cb requerido</b>	0,822	0,822	0,822	<b>0,822</b>	0,822	0,822	0,822
<b>Diferencia</b>	0,045	0,027	0,011	<b>-0,006</b>	-0,021	-0,036	-0,050
<b>L/B</b>	7,0	7,0	7,0	<b>7,0</b>	7,0	7,0	7,0
<b>B/D</b>	1,56	1,56	1,56	<b>1,56</b>	1,56	1,56	1,56
<b>T/D</b>	0,59	0,60	0,62	<b>0,63</b>	0,64	0,65	0,66

Tabla 6

<b>Ventajas</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Bajo Cb</li> </ul>
<b>Inconvenientes</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Alta relación L/B</li> <li>Calado muy grande.</li> </ul>

La alternativa que cumple nuestros criterios es la mencionada como 4.4 que se llamará a partir de aquí en adelante alternativa 4.

## 7.6. Alternativa 5

En esta alternativa es en la que nos detendremos un poco más en su explicación porque en principio esta alternativa será la que creemos que pueda ser la elegida como la mejor alternativa.

Vamos a explicar por qué hemos optado por un Cb de 0.84. Si analizamos las fórmulas empíricas que existen en libros como los de la referencia [4] todos nos dan coeficientes de bloque (utilizando coeficientes de experiencia) alrededor de 0.88. Por ejemplo si analizamos la fórmula de Kerlen

$$C_B = (1.179 - 2.026 \cdot Fr) \cdot C_{exp}$$

obtenemos un coeficiente de bloque de 0.868. Con otras formulaciones los coeficientes de bloque suben más aún. Si analizamos por qué es esto y miramos las especificaciones de nuestro proyecto vemos que la velocidad nuestra es 12 nudos al 80% de la máquina lo que al 100% de la máquina implica una velocidad de 13 nudos. Esta velocidad está muy por debajo de



la media de los buques que tenemos en la base de datos, lo que ya justifica un coeficiente de bloque mayor.

Además, teniendo en mente las formas del buque y las formulaciones sobre el bulbo de proa de la ref. [5], más abajo señaladas, nos indican que para la velocidad de nuestro buque y el tipo de barco que es no es necesario, incluso perjudicial, el uso de un bulbo de proa. Si ya pensamos en el bulbo de proa y las formulaciones nos dicen que no es necesario las formas en la proa serán más llenas, proa elíptica, lo que justifica un  $C_b$  mayor.

$0.65 < C_b < 0.815$	$5.5 < \frac{L_{pp}}{B} < 7$
$Fn > 0.16$	$\frac{C_b B}{L_{pp}} > 0.135$

Tabla 7. Formulaciones sobre rangos para uso de bulbo de proa.

Con todo este análisis elegimos un  $C_b$  de 0.84 que estimamos óptimo para buques llenos sabiendo además que buques con proas elípticas sin bulbo tienen  $C_b$  parecidos al dado.

Una vez estimado  $C_b$  comprobamos con diferentes entendidos en la materia hidrodinámica si este  $C_b$  les parecía correcto. Efectivamente los barcos de estas características llamados supertankers tienen  $C_b$  entre 0.84 y 0.85 por ello vemos que no es algo extraño o fuera del mercado.

La tabla 7 muestra el estudio de las alternativas 5.

	Alt. 5.1	Alt. 5.2	Alt. 5.3	Alt. 5.4	Alt. 5.5	Alt. 5.6	Alt. 5.7
<b>Lpp (m)</b>	219.0	219.0	219.0	<b>219.0</b>	219.0	219.0	219.0
<b>B (m)</b>	32,20	32,20	32,20	<b>32,20</b>	32,2	32,2	32,20
<b>T (m)</b>	12,20	12,45	12,70	<b>12,95</b>	13,2	13,45	13,70
<b>D (m)</b>	20,03	20,03	20,03	<b>20,03</b>	20,03	20,03	20,03
<b>DWT (t)</b>	65000	65000	65000	<b>65000</b>	65000	65000	65000
<b>LWT (t)</b>	14040	14040	14040	<b>14040</b>	14040	14040	14040
<b>Desplazamiento (t)</b>	79040	79040	79040	<b>79040</b>	79040	79040	79040
<b>Cb</b>	0,892	0,874	0,857	<b>0,840</b>	0,825	0,809	0,794
<b>Cb requerido</b>	0,840	0,840	0,840	<b>0,840</b>	0,840	0,840	0,840
<b>Diferencia</b>	0,052	0,034	0,017	<b>0,000</b>	-0,015	-0,031	-0,046
<b>L/B</b>	6,8	6,8	6,8	<b>6,8</b>	6,8	6,8	6,8
<b>B/D</b>	1,607	1,607	1,607	<b>1,607</b>	1,607	1,607	1,607
<b>T/D</b>	0,609	0,621	0,634	<b>0,646</b>	0,659	0,671	0,684

Tabla 8

#### Ventajas

- $C_b$  más adecuado
- Relación L/B algo más baja

#### Inconvenientes

- Calado muy grande.

La alternativa que cumple nuestros criterios es la mencionada como 5.4 que se llamará a partir de aquí en adelante alternativa 5.

## 7.7. Resumen alternativas

	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5
<b>Lpp (m)</b>	215,74	216,01	225,40	225,40	219.0
<b>B (m)</b>	32,20	32,20	32,20	32,20	32,20
<b>T (m)</b>	12,73	12,73	11,70	12,95	12,95
<b>D (m)</b>	19.74	19.76	20.62	20.62	20.00
<b>DWT (t)</b>	65000	65000	65000	65000	65000
<b>LWT (t)</b>	14040	13908	14040	14040	14040
<b>Desplazamiento (t)</b>	79040	78908	79040	79040	79040
<b>Cb</b>	0,868	0,865	0,904	0,816	0,840
<b>L/B</b>	6,70	6,71	7,00	7,00	6,80
<b>B/D</b>	1,631	1,629	1,561	1,561	1,607
<b>T/D</b>	0,645	0,644	0,567	0,628	0,646

Tabla 9

## 8. Estudio alternativa óptima

Para estudiar qué alternativa es la óptima recurrimos al análisis de dos criterios que recogen lo que buscamos cuando tengamos que elegir. Primero se hará un análisis técnico y posteriormente un análisis económico.

### 8.1. Consideraciones técnicas

Para un mejor análisis técnico nos hemos centrado en la ref. [6].

Una eslora mayor en un buque lento implica un aumento de la superficie mojada y por lo tanto un aumento de la resistencia de fricción. La resistencia de presión de origen viscoso disminuye al aumentar la eslora pero en las variaciones de eslora que nos estamos moviendo es más importante la primera, es decir la de fricción. La resistencia por formación de olas es mucho menos importante al ser las velocidades pequeñas. Menor eslora por lo tanto implica menores momentos flectores en la maestra, y menor potencia propulsora necesaria. Las alternativas que mejor cumplen este criterio son las 1, la 2 y la 3.

La manga es fija en el Canal de Panamá y utilizaremos la máxima posible en cualquier alternativa que elijamos y esta es 32.2 metros.

El calado es un problema desde el punto de vista de la explotación del buque. Si tratamos que el buque pase por el Canal de Panamá con toda la carga necesitamos un calado relativamente pequeño para este tipo de buques, de 11.70 metros, lo que nos lleva a un barco con formas muy llenas (alternativa 3) y un muy alto coeficiente L/B. Desechamos por lo tanto esta alternativa y como ya habíamos comentado, nuestro buque pasará por el Canal de Panamá con menor carga de la que sus tanques pueden llevar.

Respecto al  $C_b$  y las consideraciones hidrodinámicas tener un  $C_b$  alto aumenta la resistencia de formación de olas, pero dicha resistencia en los buques lentos no es muy importante, de hecho es muy pequeña (recordemos que  $R_w \equiv V^6$ ). Nuestro buque es lento por lo tanto no tendremos problemas en este sentido. Respecto a la resistencia total, esta aumenta pero no es muy considerable al no aumentar en gran medida la superficie mojada y venir dicho aumento debido a la resistencia de presión de origen viscoso.

Sin embargo, y mucho más importante que las consideraciones hidrodinámicas para este tipo de barcos, es el aumento de la capacidad de carga de tanques. Si a esto le sumamos que suprimimos el bulbo de proa, como se verá en el cuadernillo 3 y como se ha explicado anteriormente, debido a que el  $C_b$  es bajo, tenemos aún más capacidad de tanques en menor eslora.

Después de estas consideraciones y valorando los apartados que hemos comentado la mejor opción en cuanto a la explotación del buque y respecto a su viabilidad técnica es la alternativa 5.

## 8.2. Consideraciones económicas

Para la evaluación numérica de las consideraciones económicas utilizaremos la siguiente fórmula sacada de la ref. [4].

$$CC = \frac{P_{ac} \cdot (W_{ac} + c_{pe} W_{eq}) + C_{ec} + c_{ep} \cdot BKW + chf \cdot nch \cdot NT}{1 - cva}$$

Donde:

- $P_{ac}$  coste unitario del acero montado. Estimamos en 1900€/tonelada
- $C_{pe}$  coeficiente de comparación del equipo restante. Estimamos en 1.3
- $C_{ec}$  costes de manipulación de la carga. Estimamos en 1.5 M€
- $C_{ep}$  coeficiente de coste unitario del motor. Estimamos en 335€/kW
- $BKW$  potencia del motor en kW
- $Chf$  coste anual medio por tripulante. Estimamos 39100€/tripulante
- $Nch$  nivel de calidad de la habilitación. Estimamos en 1
- $NT$  número de tripulantes
- $cva$  coeficiente de costes varios. Lo estimamos en 0.07
- $W_{ac}$  peso de acero mediante la formulación de la ref. [4]
  - $W_{ac} = 0.0658 \cdot L_{pp}^{1.7} \cdot B^{0.102} \cdot D^{0.886}$
- $W_{eq}$  peso de los equipos mediante la formulación de la ref. [4]
  - $W_{eq} = 0.045 \cdot L_{pp}^{1.3} \cdot B^{0.8} \cdot D^{0.3}$

Como lo que buscamos es una comparativa entre las alternativas vamos a ver qué parámetros cambiarían dentro de las alternativas. Los parámetros que podrían cambiar son los de los pesos de acero y los de equipos. Además la potencia podría cambiar ligeramente debido a un aumento o disminución de la resistencia pero como en este cuadernillo (apartado 9.1) no valoramos específicamente dicha potencia vamos a estimar lo que se mantendría constante

independientemente de la alternativa. El resto de parámetros, aunque desconocidos a estas alturas del proyecto, son igualmente independientes de la alternativa escogida.

Con ello mostramos en la tabla 10 los datos resultantes de aplicar la siguiente fórmula donde se valora de una manera relativa el coste del buque en sus diferentes alternativas.

$$CC = W_{ac} + c_{pe}W_{eq}$$

	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5
<b>Wac (t)</b>	12229	12266	13693	13693	12704
<b>Weq (t)</b>	1915	1919	2054	2054	1961
<b>CC (t)</b>	14719	14760	16364	16364	15253

Tabla 10

Comparativamente hablando la alternativa 5, elegida como óptima en el apartado anterior, es un 3% mayor en términos económicos que la alternativa 1 que es la menor en los mismos términos. Además del análisis de la tabla 10, cabe destacar que hay poca diferencia entre todas las alternativas por ello tampoco este apartado debe ser el de mayor importancia a la hora de valorar qué alternativa es la mejor pues no hay diferencias sustanciales entre las alternativas. Debemos añadir que nuestro barco va a contar con medidas de ahorro energético tales como paneles solares y sistemas de *sky sails* por lo que comparativamente, con barcos de similares dimensiones, el nuestro tendrá un mayor coste que estos. Por ello este apartado de consideraciones económicas será el de menor importancia a la hora de elegir la alternativa óptima.

## 9. Alternativa escogida

Valorando ambos criterios la alternativa escogida como dimensionamiento inicial para nuestro proyecto es la alternativa 5 que mostramos como recordatorio en la tabla 11 el resumen de dicha alternativa.

	Buque a proyectar
<b>Lpp (m)</b>	<b>219.0</b>
<b>B (m)</b>	<b>32,20</b>
<b>T (m)</b>	<b>12,95</b>
<b>D (m)</b>	<b>20.00</b>
<b>DWT (t)</b>	<b>65000</b>
<b>LWT (t)</b>	<b>14040</b>
<b>Desplazamiento (t)</b>	<b>79040</b>
<b>Cb</b>	<b>0,840</b>
<b>L/B</b>	<b>6,8</b>
<b>B/D</b>	<b>1,607</b>
<b>T/D</b>	<b>0,646</b>

Tabla 11

### 9.1. Cálculo de potencia

Sabemos que la potencia es proporcional al cubo<sup>‡</sup> de la velocidad del buque. Por ello lo que vamos a hacer para un cálculo de la potencia del motor aproximada es utilizar el buque más aproximado al nuestro de nuestra base de datos, y hacer la relación de potencias entre ellos.

Dicho buque es el Cabo Hellas cuya eslora es de 219,00 metros, la velocidad es de 14.6 nudos y su potencia es de 13900 kW. Haciendo las relaciones entre potencias tenemos que:

$$P_{buque} = P_{CaboHellas} \cdot \left( \frac{V_{CaboHellas}}{V_{buque}} \right)^3 = 13900 \cdot \left( \frac{13}{14.6} \right)^2 = 9812 \text{ kW}$$

Hasta que hagamos el cálculo de la resistencia del buque en el cuadernillo 6 esta será la potencia utilizada para los próximos cálculos.

### 9.2. Análisis del francobordo.

El francobordo es un dato muy importante a la hora del dimensionamiento del buque pues tiene mucha importancia en la seguridad durante la explotación de este. El Convenio Internacional de Líneas de Máxima Carga de 1966, actualmente en vigor, establece un valor mínimo de francobordo según el tipo de buque.

Dicho francobordo mínimo exigible viene dado por la siguiente expresión sacada de la ref. [4].

$$FB_{min}(mm) = FB_t \cdot C_1 + C_2 - C_3 + C_4$$

Donde:

- Francobordo tabular

$$\circ FB_t = 4729 - 452 \cdot \left( \frac{1000}{L_{pp}} \right) + 5.63 \cdot \left( \frac{1000}{L_{pp}} \right)^2 \text{ para } 150 \text{ m} < L_{pp} < 250 \text{ m}$$

- Corrección por coeficiente de bloque

$$\circ C_1 = \frac{1.01 \cdot C_b + 0.68}{1.36} \quad \text{para } C_b > 0.68$$

$$\circ C_1 = 1 \quad \text{para } C_b \leq 0.68$$

- Corrección por puntal

$$\circ C_2 = \left( D - \frac{L_{pp}}{15} \right) \cdot 250 \quad \text{para } D > \frac{L_{pp}}{15}$$

$$\circ C_2 = 0 \quad \text{para } D \leq \frac{L_{pp}}{15}$$

- Corrección por superestructura

<sup>‡</sup> Dependiendo del barco el exponente de la velocidad es mayor o menor que tres, pero siempre está aproximadamente en tres. En nuestro caso 3 será la relación utilizada.

- $C_3 = \frac{D_e P_{or}}{100}$
- $D_e = 1070$
- $P_{or} = 0.26 + 58.9 \cdot \left(\frac{E}{L_{pp}}\right) + 42.9 \cdot \left(\frac{E}{L_{pp}}\right)^2$  donde E es la longitud de la superestructura estimada en primera aproximación el 10% de la eslora.
- Corrección por arrufo
  - $C_4 = \left(1 - \frac{A}{100}\right) \cdot (4.168 \cdot L_{pp} + 125) \cdot \left(0.75 - 0.5 \cdot \frac{E}{L_{pp}}\right)$  donde  $A \approx 0$

Por lo tanto

$$FB_{min} = 2783 \cdot 1.124 + 1350 - 70 + 727 = 5135 \text{ mm}$$

Dicho francobordo con nuestro calado nos proporcionaría un puntal mínimo de:

$$D = T + FB = 18.09m$$

Por lo tanto nuestro buque con un puntal de 20.0 m cumple el convenio de francobordo.

### 9.3. Análisis de la estabilidad.

Según ref. [4] los valores entre los que se debe encontrar GM son (de forma adimensionalizada)

$$0.06 < \frac{GM}{B} < 0.092$$

Dichos valores vienen acotados por arriba y por debajo por los siguientes motivos. Con valores muy altos de GM se producen unos periodos de balance muy pequeños que reducen el bienestar de la tripulación por las grandes aceleraciones que se producen a bordo y valores muy pequeños hacen que el buque no tenga el suficiente GM y no cumplan los criterios de estabilidad.

Vamos a hacer un análisis de la estabilidad en este cuadernillo con fórmulas empíricas para comprobar con las limitaciones existentes que el buque es viable en este sentido. Recordamos que son fórmulas empíricas y por lo tanto hasta que no tengamos unas formas reales de nuestro buque (véase cuadernillo 3) no podremos analizar la estabilidad real.

$$GM = KB + BM - KG - SL$$

donde:

- KB es la altura del centro de carena estimada con la siguiente fórmula extraída de la ref. [4]. Dicha fórmula se obtiene de la serie Formdata.

$$KB = C_2 \cdot T / C_b$$

$$C_2 = 2.415 \cdot C_b^{0.1434} - 1.920$$

- BM es el radio metacéntrico transversal, evaluado con la siguiente fórmula extraída de la ref. [7].

$$BM = \frac{n B^2}{\delta T}$$

donde:

- $n/\delta$  toma un valor comprendido entre 0.07 y 0.10. Para buques mercantes suele tomar un valor de 0.09, que será el que utilizemos.
- KG es la altura del centro de gravedad del buque. Para ello se estimarán las alturas de los centros de gravedad de cada una de las componentes de los pesos.

- Maquinaria:

$$W_{maq} = \frac{BKW(895 - 0.0025 \cdot BKW)}{10000}$$

$$Z_q = 0.17 \cdot T + 0.36 \cdot D$$

- Aceros:

$$Z_{acero} = 0.01 \cdot D \left( 46.6 + 0.135 \cdot (0.81 - C_b) \cdot \left( \frac{L}{D} \right)^2 \right) + \left( \frac{L}{B} - 6.5 \right) \cdot 0.06 \cdot D$$

- Equipo:

$$Z_{eq} = D + 1.25 + 0.01 \cdot (L_{pp} - 125)$$

- DWT (DF es la altura de doble fondo que se ha estimado en 2.1m):

$$Z_{DWT} = \frac{D - DF}{2} + DF$$

- Corrección por superficies estimada en este caso en 0.2 m.

Por lo tanto tenemos que:

$$GM = 6.71 + 7.02 - 11.09 - 0.2 = 2.44m$$

Y la relación GM/B será 0.0758 y por lo tanto cumple con los criterios arriba mencionados.

## 10. Referencias

- [1] Base de datos informática del Clarckson
- [2] Revistas anuales de la RINA, Significant Ships.
- [3] [www.equasis.com](http://www.equasis.com)
- [4] El proyecto básico del buque mercante. Ricardo Alvariño, Juan José Azpíroz y Manuel Meizoso. Fondo editorial de ingeniería naval. COIN 1997.
- [5] Tesis doctoral de Don Manuel Carlier. Análisis hidrodinámico y proyecto de bulbo de proa. ETSIN Madrid, 1985.
- [6] Resistencia al avance del buque. Don Antonio Baquero Mayor, Enero 2009 ETSIN.
- [7] Apuntes y notas de Hidrostática y Estabilidad. Don Luis Pérez Rojas.



## 11. Índice de figuras y tablas

Fig 1. Situación geográfica del Canal de Panamá

Fig 2. Regresión  $L_{pp}$  Vs DWT

Fig 3. Regresión T Vs DWT

Fig 4. Regresión  $L_{pp}/D$  Vs DWT

Fig 5. Regresión de tres buques en  $Disp/DWT$  Vs DWT

Tabla 1. Base de datos

Tabla 2. Buques y sus desplazamientos

Tabla 3. Estudio alternativa 1

Tabla 4. Estudio alternativa 2

Tabla 5. Estudio alternativa 3

Tabla 6. Estudio alternativa 4

Tabla 7. Formulaciones sobre rangos para uso de bulbo de proa

Tabla 8. Estudio alternativa 5

Tabla 9. Resumen de alternativas

Tabla 10. Estudio de las alternativas desde un criterio económico

Tabla 11. Alternativa 5

# Cuadernillo 3

## Formas

---

Petrolero de crudo Panamax 65000TPM

**Pablo Ceña Martínez**

**Alberto Torres Benayas**



Tutor: Don Ignacio Díez de Ulzurrun

Proyecto Final de Carrera número: 091

## Índice

1. Análisis previo de la calidad del tipo de formas adoptadas.....	3
2. Coeficientes de bloque, de la maestra y de la flotación. ....	3
3. Perfiles de proa y popa.....	4
3.1. Bulbo de proa .....	4
4. Generación o derivación de formas. ....	5
5. Comprobación de los coeficientes .....	5
6. Curva de áreas transversales normalizada.....	6
7. Referencias .....	7
8. Índice de figuras y tablas.....	8

Anexo I. Curva de áreas

Anexo II. Plano de formas

## 1. Análisis previo de la calidad del tipo de formas adoptadas.

Dadas las especificaciones de nuestro proyecto, las formas de nuestro buque serán ligeramente diferentes a buques de su mismo porte. Esto se debe principalmente a la velocidad tan pequeña que tenemos.

Al tener una velocidad tan pequeña hemos analizado la conveniencia o no del bulbo de proa, que como se verá posteriormente en este cuadernillo, nuestro proyecto no va a incorporar el bulbo de proa. Dichas formas sin bulbo de proa son típicas de petroleros muy grandes y de muy baja velocidad como los ULCC y más atípicas en petroleros de la clase panamax.

## 2. Coeficientes de bloque, de la maestra y de la flotación.

El coeficiente de bloque viene determinado del cuadernillo anterior, y el valor que se determinó fue:

$$C_B = 0.840$$

En cuanto al coeficiente de la maestra, no es un valor que tenga mucha influencia en la calidad de las formas en este tipo de buques. Esto es debido a que estos buques tienen formas muy llenas y en todos los casos el coeficiente de la maestra será muy cercano a la unidad. Para calcularlo, lo que utilizaremos serán las fórmulas de *Kerlen* y de *EL HSVA* obtenidas de la ref[1].

$$C_M = 1.006 - 0.0056 \cdot C_B^{-3.56} = 0.996$$

$$C_M = \frac{1}{1 + (1 - C_B)^{3.5}} = 0.998$$

Usamos dos fórmulas debido a que no podemos sacar un coeficiente de experiencia y por tanto no podemos garantizar que estas fórmulas empíricas tengan validez actualmente. Por eso al usar dos fórmulas podemos comparar los valores y en vez de tomar un valor tomaremos un intervalo de valores que una vez que tengamos las formas definidas verificaremos que nuestro coeficiente de la maestra está dentro del intervalo.

$$C_M = [0.996, 0.998]$$

En cuanto al coeficiente prismático, si tenemos definido el coeficiente de la maestra y el coeficiente de bloque este queda totalmente definido de la siguiente forma:

$$C_p = \frac{C_B}{C_M}$$

$$C_p = [0.841, 0.843]$$

Para hallar el coeficiente de la flotación, el razonamiento será similar al coeficiente de la maestra. Para calcular los valores de este coeficiente usamos las siguientes fórmulas obtenidas de la ref[1].

$$C_f = C_B + 0.1 = 0.940$$

$$C_f = 0.248 + 0.778 \cdot C_B = 0.893$$

Por lo tanto, el intervalo de valores que tenemos es:

$$C_f = [0.893, 0.940]$$

### 3. Perfiles de proa y popa.

#### 3.1. Bulbo de proa

En la actualidad no existen unos límites reales definiendo cuando se debe instalar un bulbo de proa. Si bien, los parámetros más utilizados para la instalación de un bulbo siguiendo la ref[2] son:

$$0.65 < C_b < 0.815$$

$$Fn > 0.16$$

$$5.5 < \frac{L_{pp}}{B} < 7$$

$$\frac{C_b B}{L_{pp}} > 0.135$$

Si analizamos estos valores para nuestro buque lo que obtenemos es:

<b>C<sub>b</sub></b>	<b>0.84</b>
<b><math>\frac{L_{pp}}{B}</math></b>	$\frac{218.96 \text{ m}}{32.20 \text{ m}} = \mathbf{6.8}$
<b>Fn</b>	$\frac{0.5144 \cdot 12 \text{ kn}}{\sqrt{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 218.96 \text{ m}}} = \mathbf{0.133}$
<b><math>\frac{C_b B}{L_{pp}}</math></b>	$\frac{0.840 \cdot 32.20 \text{ m}}{218.96 \text{ m}} = \mathbf{0.124}$

Tabla 1. Características de nuestro buque para uso de bulbo de proa

A la hora de calcular el número de Froude se ha utilizado la velocidad de 12 nudos debido a que será a esta velocidad a la que tengamos que optimizar el buque debido a que es la velocidad de servicio.

Como se puede ver nuestro proyecto no cumple más que la relación eslora-manga, por lo que según la ref [2] lo más indicado será no disponer de un bulbo de proa.

Esta decisión tiene sentido teniendo en cuenta que el número de Froude al que nuestro buque está trabajando es similar a buques ULCC, que son buques que no llevan bulbo o si lo llevan es muy pequeño. La explicación científica se basa en que la finalidad del bulbo es reducir la resistencia por formación de olas y la resistencia por formación de olas rompientes (ref[3]). En nuestro caso, la resistencia por formación de olas es menos importante que la resistencia por fricción. El bulbo de proa además origina un aumento de resistencia por fricción al aumentar la superficie mojada. Si pensamos además en la forma constructiva del buque, un barco con bulbo de proa es mucho más difícil constructivamente, lo que implica un sobre coste que si no va a dar unos resultados suficientemente óptimos será difícil su amortización con los Cuadernillo 3

años. Por todas estas consideraciones se ha estimado que lo óptimo tanto técnica como económicamente será el no disponer de bulbo de proa.

#### 4. Generación o derivación de formas.

Para la obtención de las formas, partimos de un buque de características similares al nuestro en cuanto a coeficiente de bloque y que no dispusiera de bulbo. Las características del buque de partida fueron:

Eslora entre perpendiculares	203.16 m
Manga de trazado	32.2 m
Calado del proyecto	13.25 m
Desplazamiento	75136 t
Coeficiente de bloque	0.846

Tabla 2. Características del buque base

A partir de estas formas, lo que se fue haciendo fueron sucesivas transformaciones paramétricas y alisado de las formas. Todo ello se desarrolló con el programa MAXSURF. Una vez conseguidas de una forma óptima las características el resultado fue el mostrado en la tabla 3.

Eslora total	228.44 m
Eslora en la flotación	226.08 m
Eslora entre perpendiculares	218.96 m
Manga de trazado	32.2 m
Calado del proyecto	12.95 m
Desplazamiento	79040 t
Coeficiente de bloque	0.840
Coeficiente de la maestra	0.996
Coeficiente prismático	0.843
Coeficiente de la flotación	0.921

Tabla 3. Características del buque proyecto

#### 5. Comprobación de los coeficientes

En el apartado 2 de este cuadernillo, los coeficientes los hemos dejado como un intervalo. Ahora nos queda comprobar que los coeficientes obtenidos cumplen lo especificado. Para ello los coeficientes que hemos obtenido han sido los mostrados en la tabla 4.

Coeficiente	Valor mínimo	Valor obtenido	Valor máximo
$C_M$	0.996	0.996	0.998
$C_p$	0.841	0.843	0.843
$C_f$	0.893	0.921	0.940

Tabla 4. Coeficientes del buque a proyectar

Como se puede observar todos los coeficientes obtenidos quedan dentro del intervalo fijado. Cabe destacar que el coeficiente de la maestra y prismático quedan en el límite, pero

eso se entiende si tenemos en cuenta que el intervalo que hemos fijado ha sido bastante pequeño.

## 6. Curva de áreas transversales normalizada.

Una vez que las formas estaban hechas, se puede obtener la curva de áreas. Para ello usamos el programa MAXSURF que permite obtener las formas directamente.

La curva de áreas se muestra en el anexo I. En ella se muestra el área adimensionalizada por el área de la maestra. Para hacer esto, hemos dividido todos los valores por el área de la maestra que es:

$$A_{maestra} = 415.51 \text{ m}^2$$

Para analizar esta gráfica, utilizaremos lo mostrado en la ref[3].

Como podemos ver el cuerpo de salida es más largo que el de entrada. Esto se debe a que se trata de un buque lento. Por su parte destaca que la parte de proa no presente concavidad, pero esto es propio de los buques sin bulbo.

Por su parte se puede ver que los hombros no son muy pronunciados, lo que mejora la resistencia hidrodinámica.

Además tenemos que la longitud del cuerpo de salida es de 65m, lo que adimensionalizándolo con la eslora tenemos:

$$l_{salida} = \frac{L_{salida}}{L} = \frac{65m}{218.96m} = 0.297$$

Si comparamos este valor con el recomendado por la fórmula de Lindblad del canal de Goteburgo tenemos:

$$\frac{l_{salida}}{L} = 1.14 - C_B = 1.14 - 0.84 = 0.30$$

Luego como podemos ver son valores muy similares y por tanto la longitud del cuerpo de salida es la recomendada por las distintas referencias.

## 7. Referencias

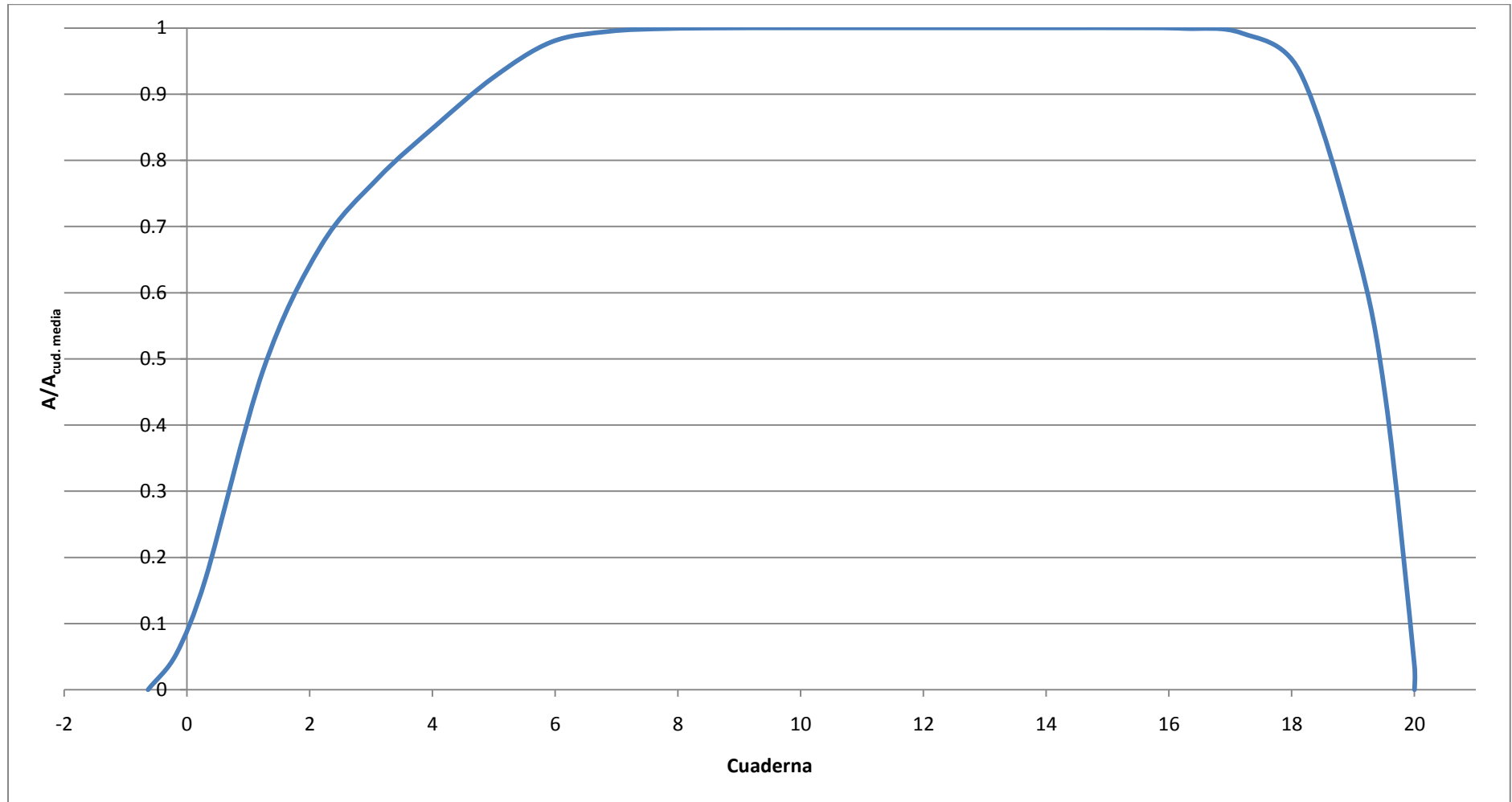
- [1] El proyecto básico del buque mercante. Ricardo Alvariño, Juan José Azpíroz y Manuel Meizoso. Fondo editorial de ingeniería naval. COIN 1997.
- [2] Tesis doctoral de Don Manuel Carlier. Análisis hidrodinámico y proyecto de bulbo de proa. ETSIN Madrid, 1985.
- [3] Resistencia al avance del buque. Don Antonio Baquero Mayor, Enero 2009 ETSIN.



## 8. Índice de figuras y tablas

- Tabla 1. Características de nuestro buque para uso de bulbo de proa
- Tabla 2. Características del buque base
- Tabla 3. Características del buque proyecto
- Tabla 4. Coeficientes del buque a proyectar

## Anexo 1. Curva de áreas





# Cuadernillo 4

## Disposición general

---

Petrolero de crudo Panamax 65000TPM

**Pablo Ceña Martínez**

**Alberto Torres Benayas**



Tutor: Don Ignacio Díez de Ulzurrun

Proyecto Final de Carrera número: 091

## Índice

1.	Introducción .....	3
2.	Doble costado .....	3
3.	Distribución longitudinal .....	4
4.	Zona de carga .....	5
5.	Tanques de lastre .....	7
6.	Zona de cámara de máquinas. ....	8
6.1.	Combustible pesado.....	8
6.2.	Combustible ligero .....	10
6.3.	Aceite de lubricación de cojinetes .....	10
6.4.	Aceite lubricación cilindros .....	11
6.5.	Agua dulce .....	11
6.6.	Resto de tanques.....	11
7.	Cámara de bombas .....	12
8.	Habilitación. Tripulación mínima. ....	12
9.	Zonas de fondeo. Local del servo.....	12
9.1.	Zonas de fondeo.....	12
9.2.	Local del servo .....	13
10.	Otros equipos y tanques .....	13
10.1.	Tanques de slop.....	13
10.2.	Otros equipos .....	13
11.	Sistema de tuberías.....	13
12.	Referencias.....	15
13.	Índice de figuras y tablas.....	16
	Anexo I. Plano de disposición general.....	17
	Anexo II. Resumen de planos .....	19
	Anexo III. Petroleros sin doble fondo.....	21

Anexo I. Plano de disposición general

Anexo II. Resumen de planos

Anexo III. Petroleros sin doble fondo

## 1. Introducción

En este cuadernillo se trata de colocar los diferentes equipos y sistemas que necesita el buque. Este proceso puede parecer que se ha hecho de manera directa, es decir, aplicando los resultados directamente. Esto no es así, si no que ha sido un proceso en espiral. En este cuaderno se muestra en la medida de lo posible este proceso cíclico, aunque es bastante difícil plasmarlo en papel. Por tanto, lo mostrado aquí son las últimas etapas de dicha espiral.

También es importante destacar que los datos mostrados aquí pueden ser modificados en cuadernos posteriores si así se viera necesario.

## 2. Doble costado

La disposición del doble costado y del doble fondo viene definida por la regla 19 del MARPOL, Anexo I. En el apartado 4.1 de esa regla se especifica que se puede prescindir del doble fondo si se coloca una cubierta intermedia. La altura intermedia vendrá determinada por la siguiente expresión (MARPOL, Anexo I, Regla 19, Norma 4.1):

$$1.1 \cdot h_c \cdot \rho_c \cdot g + 100\Delta p < d_n \cdot \rho_s \cdot g$$

$h_c$	Altura de la carga en contacto con el doble fondo (m)
$\rho_c$	Densidad máxima de la carga (kg/m <sup>3</sup> )
$g$	Gravedad (9.81 m/s <sup>2</sup> )
$\Delta p$	Presión máxima de tarado de la válvula de presión y vacío del tanque de carga (bar)
$d_n$	Calado mínimo (m)
$\rho_s$	Densidad del agua del mar (kg/m <sup>3</sup> )

Tabla 1. Significado de los símbolos de la regla 19.4.1

Para definir estos valores tenemos que definir el calado mínimo. Este valor será aquel exigido por la regla 18 de MARPOL, Anexo I. El calado mínimo es  $d=2+0.02 \cdot L$  (MARPOL, Anexo I, Regla 18, Norma 2.1) o aquel que garantice la inmersión de la hélice. En cuanto a la hélice, sólo conocemos su valor máximo, pero no su diámetro ideal. Por ello, lo que haremos será determinar que el calado mínimo en popa sea 9.25 m. Ahora teniendo en cuenta el valor del trimado máximo (MARPOL, Anexo I, Regla 18, Norma 2.2), determinamos el calado en proa:

$$|T_{popa} - T_{proa}| = 0.015 \cdot L = 0.015 \cdot 219 \text{ m} = 3.285 \text{ m}$$

$$T_{proa,min} = 9.25 - 3.285 = 5.965 \text{ m}$$

Luego si colocamos la cubierta a 6 metros tenemos:

$$1.1 \cdot 6 \text{ m} \cdot 900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 100 \cdot \Delta p < 5.965 \text{ m} \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Entonces nos queda que la presión de tarado máximo es 2.51 bares. Hay que tener en cuenta que la densidad del agua del mar se ha tomado como 1000 en vez de 1025 kg/m<sup>3</sup> porque nuestro buque tendrá que pasar por el Canal de Panamá en donde la densidad del agua es de 1t/m<sup>3</sup>.

También cumplimos con la altura mínima exigida para esta cubierta por MARPOL que se especifica de la siguiente forma (Regla 19, Norma 4.2):

$$h_{c,min} = \frac{B}{6} = \frac{32.2}{6} = 5.37 \text{ m}$$

o 6 metros si este valor es menor.

Todo esto se ha hecho de manera muy conservadora y se comprobará el resultado cuando se analicen las situaciones de carga.

Debido a que nuestro proyecto cumple todos los requerimientos exigidos por el MARPOL para poder poner cubierta intermedia en vez de doble fondo, y nosotros tenemos esa posibilidad hemos creído oportuno por condiciones técnicas y económicas disponer de doble costado y no poner doble fondo (ver anexo III)

Para determinar el doble costado, lo que tenemos que tener en cuenta es que el valor mínimo está recogido por el MARPOL, Anexo I. Este valor se determina por la siguiente expresión (MARPOL, Anexo I, Regla 19, Norma 3.1):

$$w = 0.5 + \frac{DWT}{20000} = 0.5 + \frac{65000}{20000} = 3.75 \text{ m}$$

o 2 m si este valor es menor.

En nuestro caso el valor será 2 m, pero tendremos que determinar la cantidad de lastre que tenemos que llevar para cumplir con la regla 18. Por eso la opción que se ha tomado ha sido copiar el costado del buque a una distancia medida en horizontal de 3 m, lo que nos permite tener la cantidad necesaria de lastre para cumplir con la norma 18. Además se ha comprobado que en ningún punto la distancia entre el costado y el doble costado no sea inferior a 2 m midiéndolo como exige el MARPOL, Anexo I.

Todo esto que aquí parece una decisión aleatoria ha sido diseñado probando diferentes configuraciones y teniendo en cuenta las capacidades de carga de todos los tanques.

### 3. Distribución longitudinal

Ahora tenemos que distribuir los siguientes espacios a lo largo de la eslora:

- Pique de proa
- Zona de carga
- Cámara de máquinas
- Pique de popa

Para empezar a repartir el espacio entre estas zonas tenemos que seleccionar el espacio entre cuadernas. Para ello hemos decidido tomar el valor de 600 mm. La razón de elegir este valor se debe a que nuestra eslora es prácticamente divisible por ese valor como se muestra a continuación:

$$L = 219 \text{ m}$$

$$\frac{219 \text{ m}}{600 \text{ mm}} = 365 \text{ cuadernas}$$

Lo primero que fijaremos será el valor del pique de proa. Para ello tenemos que usar el convenio SOLAS. En el capítulo 02-1, Regla 9a, donde se especifica la distancia mínima y máxima del mamparo de colisión que separa el pique de proa. Los valores que se indican son:

$$L_{\min} = 0.05 \cdot L = 0.05 \cdot 219 = 10.95 \text{ m}$$

$$L_{\max} = 3.05 + 0.05L = 3.05 + 0.05 \cdot 219 = 14 \text{ m}$$

Luego se decide colocar el mamparo de colisión a una distancia de 13.8 m (23 cuadernas). Teniendo en cuenta que este espacio va a ir destinado al transporte de lastre y que tenemos que cumplir con la Regla 18 de MARPOL, Anexo I, se opta por colocar un tanque de lastre a cada banda, a popa del mamparo de colisión y que tiene una eslora de 3.6 m. Encima de estos dos últimos tanques serán donde se coloque la caja de cadenas y demás elementos necesarios para el fondeo.

En cuanto al pique de proa se ha optado por colocar un mamparo en crujía que nos separe los espacios en la zona de babor y de estribor y aumenta la rigidez de la zona.

Ahora vamos a definir el pique de popa. En cuanto a la longitud que tiene que tener este espacio, no se encuentra definida por los reglamentos, por lo que optamos que la distancia desde la perpendicular de popa a este mamparo sea de 21.6 m.

Por su parte, la longitud de la cámara de máquinas la aproximaremos por la siguiente expresión empírica:

$$L = 0.28 \cdot L_{PP}[m]^{0.67} + 0.48 \cdot MCO[CV]^{0.35}$$

La anterior expresión nos da un resultado de 21.12 m, pero lo aumentaremos hasta 24 m para darle más amplitud y para que sea múltiplo de nuestra clara entre cuadernas. A esto tenemos que sumar una parte extra para cámara de bombas que se discutirá en el apartado 7 del presente cuaderno.

Con todo esto, nos queda que la eslora para la zona de carga es:

$$219 - 24 - 21.6 - 3.6 - 13.8 = 156 \text{ m}$$

A esto le tendremos que descontar la cámara de bombas y los tanques de slop. Por ello decidimos disminuir esta eslora en 12 m. Por tanto nos queda una eslora para la zona de carga de 144 m.

#### 4. Zona de carga

Una vez que tenemos la eslora de la zona de carga, tenemos que decidir la eslora de cada tanque. Como hemos comentado, hemos optado por utilizar una cubierta intermedia eliminando por tanto el doble fondo. También colocaremos un mamparo en crujía que nos divida los tanques de la zona de babor de la de estribor, por lo que en cada cuaderna



tendremos 4 tanques de carga. Para determinar la longitud máxima de los tanques tenemos que ir al MARPOL, Anexo I, Regla 23, Norma 3.2. Como tenemos un mamparo longitudinal tendremos que aplicar la norma 3.2.2

$$L_{m\acute{a}x} = \left(0.25 \cdot \frac{b_i}{B} + 0.15\right) L = \left(0.25 \cdot \frac{3}{32.2} + 0.15\right) 219 = 37.944 \text{ m}$$

Una disposición muy típica para estos buques es disponer de 6 tanques a cada banda. Como el valor máximo nos parece muy grande, lo que decidimos es mantener la disposición típica, por lo que se queda que la longitud de cada tanque es:

$$L_{tanque} = \frac{144 \text{ m}}{6} = 24 \text{ m}$$

Entonces la zona de carga se quedará dividida en 24 tanques, 12 a babor y otros 12 a estribor. De los 12 tanques de cada banda estarán divididos en 6 superiores y 6 inferiores.

En la siguiente tabla se muestra las capacidades de los tanques. En ellos la capacidad de los tanques se ha disminuido en un 4% debido a la presencia de elementos estructurales (2%) y teniendo en cuenta que cuando se carga un tanque es imposible llenarlo en su totalidad debido a motivos de seguridad.

Tanque	Capacidad (m <sup>3</sup> )
Tanque 1 Alto ES	4132
Tanque 2 Alto ES	4240
Tanque 3 Alto ES	4240
Tanque 4 Alto ES	4240
Tanque 5 Alto ES	4240
Tanque 6 Alto ES	4236
Tanque 1 Alto BR	4132
Tanque 2 Alto BR	4240
Tanque 3 Alto BR	4240
Tanque 4 Alto BR	4240
Tanque 5 Alto BR	4240
Tanque 6 Alto BR	4236
Tanque 1 Bajo ES	1753
Tanque 2 Bajo ES	1811
Tanque 3 Bajo ES	1811
Tanque 4 Bajo ES	1811
Tanque 5 Bajo ES	1810
Tanque 6 Bajo ES	1753
Tanque 1 Bajo BR	1753
Tanque 2 Bajo BR	1811
Tanque 3 Bajo BR	1811
Tanque 4 Bajo BR	1811
Tanque 5 Bajo BR	1810
Tanque 6 Bajo BR	1753
Total	72154

Tabla 2. Tanques de carga

## 5. Tanques de lastre

Los tanques de lastre vendrán determinados por el MARPOL, Anexo I, Norma 18. En dicha norma se especifica que los tanques de lastre darán un calado mínimo que permita que la hélice esté totalmente sumergida. Esta normativa ya se ha comentado en el apartado 2.

Para los tanques de lastre, los espacios que se han destinado han sido los siguientes:

- El pique de proa
- Los tanques siguientes al pique de proa bajo el sistema de fondeo.
- Los tanques laterales de la zona de carga
- El tanque bajo la cámara de bombas
- El doble costado de la cámara de máquinas
- El pique de popa

A continuación se muestran los tanques con su capacidad y como se ha hecho con los tanques de carga, su capacidad se ha disminuido un 4% atendiendo a la presencia de elementos estructurales y la imposibilidad de llenarlos totalmente:

Tanque	Capacidad (m <sup>3</sup> )
Pique de proa ES	2344
Pique de proa BR	2344
Tanque bajo sistema de fondeo ES	825
Tanque bajo sistema de fondeo BR	825
Tanque 1 lateral ES	1378
Tanque 2 lateral ES	1355
Tanque 3 lateral ES	1355
Tanque 4 lateral ES	1355
Tanque 5 lateral ES	1353
Tanque 6 lateral ES	1335
Tanque 7 lateral ES	651
Tanque 8 lateral ES	301
Tanque 1 lateral BR	1378
Tanque 2 lateral BR	1355
Tanque 3 lateral BR	1355
Tanque 4 lateral BR	1355
Tanque 5 lateral BR	1353
Tanque 6 lateral BR	1335
Tanque 7 lateral BR	651
Tanque 8 lateral BR	301
Tanque bajo cámara de bombas ES	731
Tanque bajo cámara de bombas BR	731
Pique de popa ES	4138
Pique de popa BR	4138
Total	34236

Tabla 3. Tanques de lastre

En cuanto al cumplimiento de la norma 18, una vez que tengamos la disposición de la hélice, se analizará la situación de carga en lastre y se comprobará el cumplimiento de la norma.

## 6. Zona de cámara de máquinas.

Esta zona se estudiará a fondo en el cuadernillo 7. En este cuaderno nos limitaremos a colocar las diferentes plataformas y los tanques más importantes. En cuanto a las cubiertas dispondremos de las siguientes:

- Un doble fondo a una altura de 2000 mm. (Primera plataforma)
- Una cubierta intermedia a una altura de 6000 mm. Esta altura se ha determinado con el fin de dar continuidad estructural y de esta manera poder continuar la cubierta intermedia de los tanques de carga. Cabe destacar que esta cubierta no será continua, sino que tendrá un agujero para que pase el motor. (Segunda plataforma)
- Una cubierta continua a 13000mm. Se ha elegido esta configuración porque recomiendan que la altura de la cubierta superior al motor se encuentre a 11000 mm. Como nuestro motor se apoyará en el doble fondo, tenemos que la altura de esta cubierta serán los 13m. (Tercera plataforma).

Esas serán las cubiertas que se dispondrán en el buque. Entre la cubierta 13000mm y la cubierta más alta que está a 20050 mm no se ha dispuesto ninguna cubierta, ya que ese espacio se deja diáfano para definirlo totalmente en el cuadernillo 7 y si es necesario se incorporará otra cubierta más.

En cuanto a los tanques dispuestos en el lateral de la segunda plataforma cabe destacar que algunos se han separado en tanques superiores e inferiores. La altura de la cubierta que separa estos tanques se sitúa a una altura de 10000 mm desde la línea base. Esto se hace para que los tanques sean más pequeños, porque ese espacio se ha destinado a tanques de servicio diario y por tanto deben de ser más pequeños.

Además cumpliendo con la normativa del MARPOL, Anexo I, Regla 12A, disponemos de un doble costado en el que almacenaremos lastre.

Para la definición de los tanques empezaremos por cada uno de los sistemas:

### 6.1. Combustible pesado

Para calcular el tamaño de estos tanques, tenemos que definir el tamaño de los tanques para conseguir la autonomía requerida de 20 días. Para ello tenemos que tener en cuenta el consumo de combustible del motor. Usaremos un motor de dos tiempos, y sabemos que el consumo está en torno a los  $175 \frac{g}{kWh}$ . Entonces nos queda que necesitamos la siguiente capacidad de tanques (para ello usamos la potencia calculada en el cuadernillo 2):

$$M_{fuel} = 175 \frac{g}{kWh} \cdot 9812kW \cdot 20 \text{ días} \cdot 24 \frac{h}{\text{día}} \cdot \frac{t}{10^6 g} = 824.21 t$$

Si tenemos en cuenta que la densidad de este combustible está en torno a los  $950 \text{ kg/m}^3$ , tenemos que la capacidad de los tanques es:

$$V_{fuel} = \frac{824.21 t}{0.95 \frac{t}{m^3}} = 868 m^3$$

Como sabemos esta capacidad se tendrá que distribuir entre los dos tanques de servicio diario, el tanque de sedimentación y los tanques almacén. Para determinar la capacidad de los tanques de servicio diario tendremos que conocer el consumo del motor en un día:

$$V_{1\text{día}} = 175 \frac{g}{kWh} \cdot 9812kW \cdot 1 \text{ día} \cdot 24 \frac{h}{\text{día}} \cdot \frac{t}{10^6 g} \cdot \frac{m^3}{0.95t} = 43.38 m^3$$

Este es el volumen que necesitamos, pero este volumen lo tendremos que aumentar porque la capacidad de los tanques se verá reducida por la presencia de elementos estructurales y la imposibilidad de llenarlos totalmente. Esta reducción la suponemos de un 4% de la capacidad total. Por tanto los tanques de servicio diario tendrán una capacidad mínima de:

$$V'_{serv.diario} = \frac{43.38m^3}{96\%} = 45.19 m^3$$

Esta capacidad habrá que aumentarla un 10% por la posible presencia de lodos que la disminuyan, por lo que nos queda una capacidad de:

$$V_{serv.diario} = 45.19 m^3 \cdot 110\% = 49.71 m^3$$

El tanque de sedimentación tendrá la misma capacidad aumentada en un 10% por la presencia de lodos en ese tanque, de forma la capacidad de ese tanque no se ve mermada.

$$V_{sedimentación} = 49.71 m^3 \cdot 110\% = 54.68 m^3$$

Entonces nos queda que la capacidad de los tanques almacén tiene que ser:

$$V_{tanques \text{ almacén}} = \frac{868 m^3}{96 \%} - 54.68m^3 - 2 \cdot 49.71m^3 = 750 m^3$$

Lo normal, y lo que vamos a usar, es tener 4 tanques almacén de igual capacidad, por lo que la capacidad de cada tanque será:

$$V_{HFO} = \frac{750m^3}{4} = 187.5 m^3$$

Cabe destacar que todo esto es el valor teórico calculado, por lo ahora lo tendremos que ajustar a nuestro buque. Para ello tendremos en cuenta que los mamparos de los tanques los pondremos teniendo en cuenta la separación entre cuadernas, por lo que nos queda (se muestra la capacidad descontando el 4% por elementos estructurales e imposibilidad de llenado):

Tanque	Capacidad (m <sup>3</sup> )
Tanque HFO Bajo BR	185.91
Tanque HFO Bajo ES	185.91
Tanque HFO Alto BR	181.45
Tanque HFO Alto ES	181.45

Tanque sedimentación	64.55
Tanque servicio diario BR	57.34
Tanque servicio diario ES	57.34
<b>Total</b>	<b>913.96</b>

Tabla 4. Tanques de HFO

Como podemos ver, la capacidad total es superior a la requerida, por lo que cumplimos el criterio de autonomía.

$$M_{fuel} = 913.96 m^3 \cdot 950 \frac{t}{m^3} = 868.26 t$$

## 6.2. Combustible ligero

Para determinar el combustible ligero deberíamos conocer la potencia auxiliar instalada. Como este valor no lo conocemos, la capacidad de los tanques de combustible ligero lo aproximaremos como un tanto por ciento del combustible pesado. Lo normal es aproximarlos entre un 15 y 20% del combustible pesado. La decisión nuestra será que la capacidad sea del 20% del combustible pesado como mínimo. Por tanto tenemos:

$$V_{MDO} = 868 \cdot 20\% = 173.60 m^3$$

Los tanques que tenemos de combustible ligero son:

Tanque	Capacidad (m <sup>3</sup> )
Tanque almacén ES	91.36
Tanque almacén BR	91.36
Tanque de servicio diario MDO	28.43
<b>Total</b>	<b>147.55</b>

Tabla 5. Tanques de MDO

## 6.3. Aceite de lubricación de cojinetes

La capacidad de este tanque viene determinada por el fabricante de motores. Los fabricantes de motores no determinan la capacidad de los tanques, sino la planta de la misma. Por ello recomiendan que el tanque cubra toda la eslora del motor y tenga una manga de 2 m. La longitud de motores de potencia similar a la nuestra es de 9 metros, y este tanque deberá de ir en el doble fondo. Por tanto si ponemos este tanque con las medidas recomendadas tenemos que la capacidad es de 34.40 m<sup>3</sup> (se ha reducido un 4% por los refuerzos).

Lo normal es colocar otros dos tanques de la misma capacidad, por lo que los tanques de aceite quedarán:

Tanque	Capacidad (m <sup>3</sup> )
Tanque doble fondo	34.40
Tanque aceite lubricación bajo	31.16
Tanque aceite lubricación alto	33.40
<b>Total</b>	<b>98.96</b>

Tabla 6. Tanques de aceite de lubricación de cojinetes

#### 6.4. Aceite lubricación cilindros

Para determinar la capacidad de estos tanques tenemos que tener en cuenta que el consumo de aceite por parte del motor. Este consumo está condicionado por las decisiones del armador, ya que es un consumo variable. Lo normal es tomar un consumo de  $1.2 \frac{g}{kWh}$ , por lo que nuestro consumo por trayecto será:

$$Consumo_{aceite,cilindros} = 1.2 \frac{g}{kWh} \cdot 9812 kW \cdot 20 \text{ días} \cdot \frac{24h}{\text{día}} \cdot \frac{m^3}{0.75t} \cdot \frac{t}{10^6 g} = 7.54 \frac{m^3}{viaje}$$

Para este aceite le daremos una autonomía de 10 viajes, por lo que nos queda que el tamaño de los tanques mínimo tiene que ser:

$$V_{aceite,cilindros} = 7.54 m^3 \cdot 10 = 75.40 m^3$$

Los tanques que tenemos son:

Tanque	Capacidad (m <sup>3</sup> )
Tanque almacén aceite cilindros	56.55
Tanque servicio diario aceite cilindros	28.13
<b>Total</b>	<b>84.68</b>

Tabla 7. Tanques de aceite de lubricación de cilindros.

#### 6.5. Agua dulce

Las necesidades de agua dulce vienen determinadas por el consumo de agua que tenga la tripulación y el consumo por parte de los diversos equipos de cámara de máquinas en especial el motor principal. Para determinar las necesidades de agua dulce del motor principal debemos conocer el motor, por lo que en el cuaderno de diseño de la cámara de máquinas podremos determinar las necesidades exactas. Por eso, la opción que hemos tomado ha sido disponer 4 tanques de capacidades similares a las de otros buques del mismo porte y que posteriormente analizaremos si su tamaño es correcto o no.

Tanque	Capacidad (m <sup>3</sup> )
Agua dulce 1 ES	61.23
Agua dulce 1 BR	61.23
Agua dulce 2 ES	58.21
Agua dulce 2 BR	58.21
<b>Total</b>	<b>238.89</b>

Tabla 8. Tanques de agua dulce

#### 6.6. Resto de tanques

Pese a que se han definido bastantes tanques, quedan unos cuantos por definir pero que son de menor importancia y capacidad. Por ello se dejan para que se terminen de definir en el cuadernillo 7 ya de forma definitiva y precisa. Además, en el doble fondo sólo se ha dispuesto el tanque de aceite de lubricación de los cojinetes, por lo que sigue quedando espacio para estos tanques.

Además cabe destacar que estos valores son una primera aproximación y que la capacidad definitiva de estos tanques quedará totalmente determinada en el cuaderno 7.

## 7. Cámara de bombas

Para construir la cámara de bombas tenemos que tener en cuenta la normativa MARPOL, Anexo I. Para ello miramos la Regla 22 que define el doble fondo que se debe disponer. Por tanto tenemos que la altura de doble fondo mínima es de:

$$h_{\min} = \frac{B}{15} = \frac{32.2}{15} = 2.15$$

o 2 m si esta es menor.

En nuestro caso, lo que hemos determinado ha sido colocarla encima de un tanque de lastre, por lo que cumplimos con esa regla, ya que la altura del fondo de la cámara de bombas se encuentra a 6m.

## 8. Habilitación. Tripulación mínima.

En cuanto a la habilitación se han dispuesto 3 cubiertas más una cuarta para el puente. La distancia entre ellas es de 2600mm. En la primera se han puesto los servicios generales y salas comunes del buque.

Por su parte en la segunda cubierta se han puesto los camarotes de la tripulación así como la cocina y los comedores. También se han colocado en esta cubierta las gambuzas tanto secas como refrigeradas, para facilitar las labores de la cocina. En esta cubierta se han dispuesto de 18 camarotes individuales. No todos estarán ocupados, sino que se dejarán algunos de ellos para posibles visitas. De hecho, teniendo en cuenta la tripulación que tenemos sólo 12 camarotes estarán llenos.

En la última cubierta se ha dedicado a los oficiales, el capitán y el jefe de máquinas. Se han dispuesto de 8 camarotes. Todos ellos son más amplios que los de la tripulación y 2 disponen además de un pequeño salón. Estos dos últimos son los destinados al capitán y al jefe de máquinas. Además se han dispuesto diferentes salas de ocio para amenizar la estancia de sus ocupantes.

En la cuarta cubierta se ha dispuesto el puente, con todos los equipos necesarios para la navegación. Además se han colocado las alas del puente que están destinados a poder controlar las maniobras del buque. En esta zona además se han dispuesto unos controles auxiliares del buque para facilitar en la medida de lo posible las maniobras.

## 9. Zonas de fondeo. Local del servo.

### 9.1. Zonas de fondeo

Como ya se ha mencionado antes, se ha dispuesto de un tanque de lastre a continuación del pique de proa. La longitud de este espacio es de 3.6 m (6 cuadernas) y en la parte alta del mismo se colocarán los elementos de fondeo. Se ha dispuesto de un espacio en donde irá la caja de cadenas y otros elementos que tengan que ir protegidos, porque aquellos que se puedan colocar a la intemperie, se colocarán sobre la cubierta de 20050mm.

## 9.2. Local del servo

También se ha destinado un local para el servo. Este se ha colocado justo encima de la posición de la mecha del timón. También se ha dispuesto de un pasillo a través del cual se puede acceder al mismo y que lo comunica con la cámara de máquinas.

## 10. Otros equipos y tanques

### 10.1. Tanques de slop

Los tanques de slop son unos tanques obligatorios en petroleros donde se recogen los fangos extraídos de la limpieza de tanques de petróleo, puesto que estos productos no pueden ser tirados al mar. Su posición está entre la cámara de bombas y los tanques de carga. La decisión que hemos tomado ha sido crear dos tanques de slop, uno de babor y otro de estribor.

Tanque	Capacidad (m <sup>3</sup> )
Tanque SLOP ES	1053
Tanque SLOP BR	1053
Total	2106

Tabla 9. Tanques de slop

### 10.2. Otros equipos

Se puede apreciar que no todos los sistemas se han incorporado. Los servicios más importantes que no se han dibujado han sido el sistema de aire acondicionado, el generador de emergencia y la chimenea. Se ha optado por no dibujar estos espacios y dejar la zona de popa libre y por tanto una vez dimensionados colocar estos sistemas en esa zona de manera precisa.

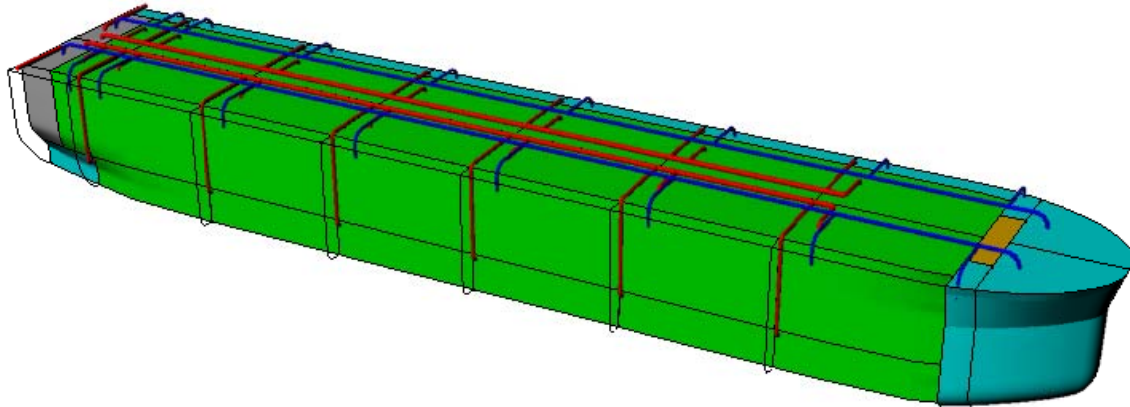
Así, conforme se vayan realizando los sucesivos cuadernillos se irán haciendo los diversos planos de disposición general de estos equipos.







Por último queremos recordar que en el último cuadernillo se incorporará un plano de disposición general que recoja toda la información y por tanto todos los equipos.

## 11. Sistema de tuberías

Una vez definidos los tanques, nos queda por definir el sistema de carga y descarga. La descarga de crudo se hará a través de bombas situadas en la cámara de bombas, mientras que las bombas de lastre estarán en la cámara de máquinas. En cuanto a la disposición de las tuberías, a los tanques superiores se accederá por la cubierta, y a los tanques inferiores a través del doble costado. Las tuberías que van a través del doble costado estarán separadas de los tanques de lastre por mamparos, por lo que no se habrá contacto entre el lastre y las tuberías de descarga. En el siguiente esquema se muestra la disposición de las tuberías:





- |   |                    |
|---|--------------------|
|  | Tuberías de crudo  |
|  | Tuberías de lastre |
|  | Tanques de carga   |
|  | Tanques de lastre  |
|  | Cámara de bombas   |
|  | Caja de cadenas.   |

*Figura 1. Distribución de tuberías*

En el gráfico se puede ver cómo será el sistema de tuberías. Se puede ver que no se han representado los tanques laterales de lastre de una banda para que se pueda ver el sistema de descarga de los tanques inferiores. Cabe destacar que las tuberías de lastre no llegan hasta el fondo del tanque. Se ha decidido que no se muestre esa parte de las tuberías en la imagen para que se puedan apreciar con claridad los distintos elementos.

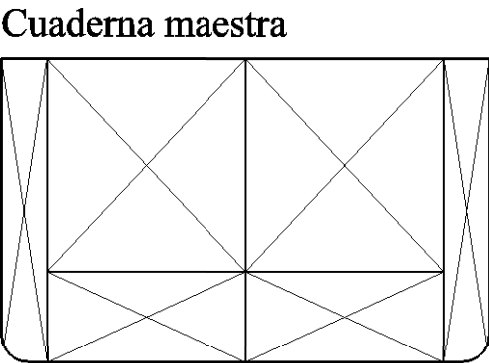
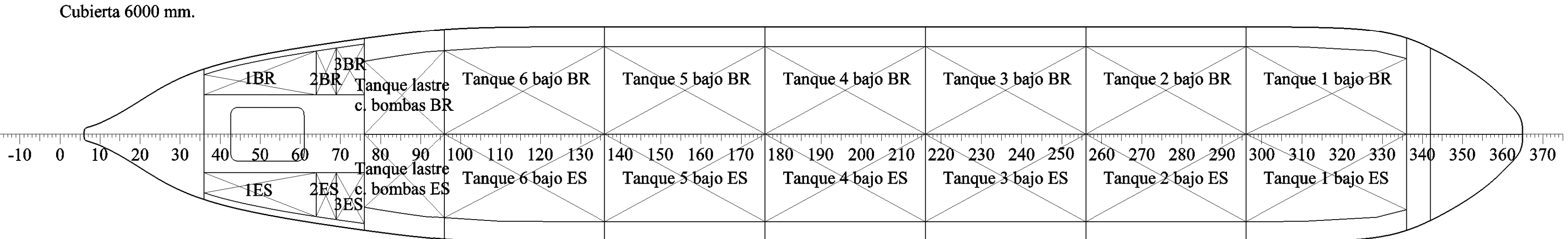
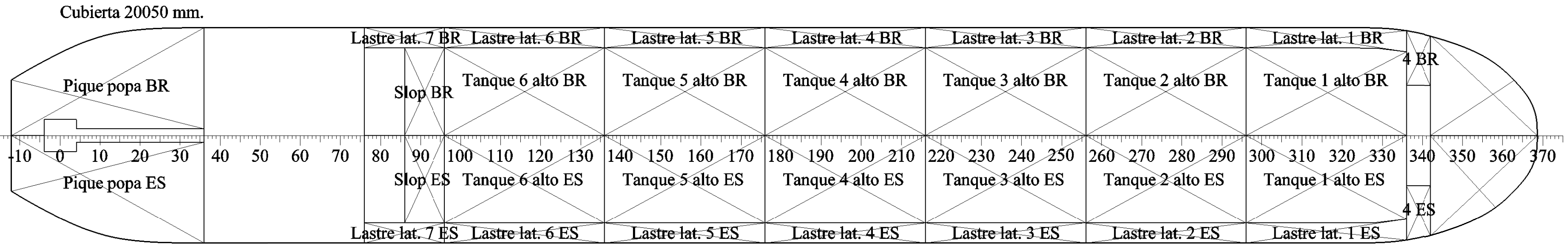
## **12. Referencias**

- [1] El proyecto básico del buque mercante. Ricardo Alvariño, Juan José Azpíroz y Manuel Meizoso. Fondo editorial de ingeniería naval. COIN 1997.
- [2] Introducción al diseño de cámara de máquinas. Álvaro Zurita y Sáex de Navarrete. Sección de Publicaciones de la ETSIN
- [3] Reglamento SOLAS
- [4] Reglamento MARPOL
- [5] Normas de la American Bureau of Shipping
- [6] Catálogo de motores MAN
- [7] Catálogo de motores Wärtsilä

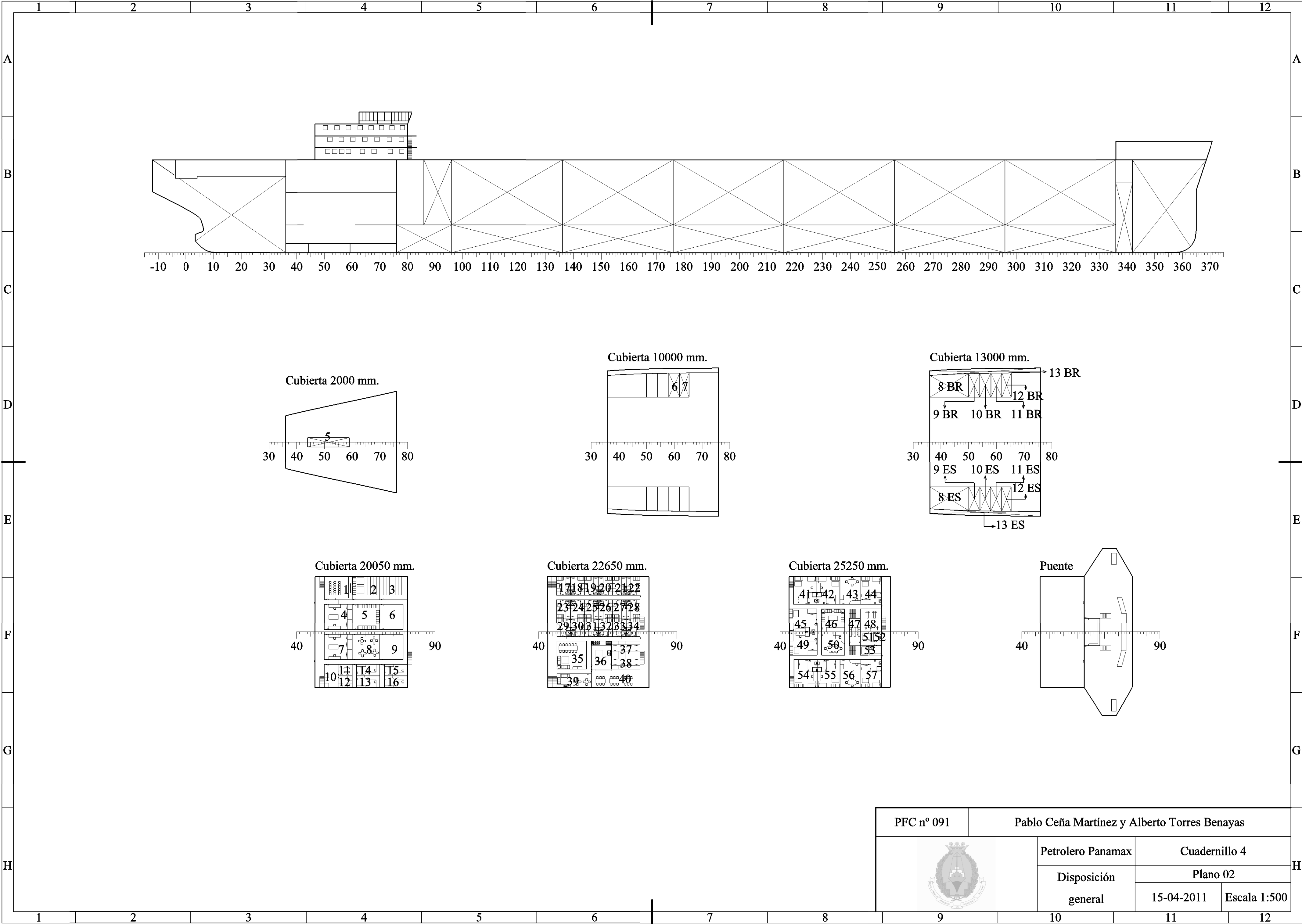
### **13. Índice de figuras y tablas.**

Tabla 1.	Significado de los símbolos de la regla 19.4.1
Tabla 2.	Tanques de carga
Tabla 3.	Tanques de lastre
Tabla 4.	Tanques de HFO
Tabla 5.	Tanques de MDO
Tabla 6.	Tanques de aceite de lubricación de cojinetes
Tabla 7.	Tanques de aceite de lubricación de cilindros
Tabla 8.	Tanques de agua dulce
Tabla 9.	Tanques de slop

Figura 1.	Distribución de tuberías
-----------	--------------------------



PFC n° 091	Pablo Ceña Martínez y Alberto Torres Benayas		
	Petrolero Panamax	Cuadernillo 4	
	Disposición	Plano 01	
	general	15-04-2011	Escala 1:500



## Anexo II. Resumen de planos

En la siguiente tabla se resumen los tanques que aparecen numerados en el plano:

Número	Nombre del tanque
1 ES	Tanque HFO bajo ES
1 BR	Tanque HFO bajo BR
2 ES	Tanque servicio diario HFO ES
2 BR	Tanque servicio diario HFO BR
3 ES	Tanque MDO ES
3 BR	Tanque MDO BR
4 ES	Tanque lastre bajo caja cadenas ES
4 BR	Tanque lastre bajo caja cadenas BR
5	Tanque aceite lubricación doble fondo
6	Aceite lubricación bajo
7	Tanque servicio diario MDO
8 ES	Tanque HFO alto ES
8 BR	Tanque HFO alto BR
9 ES	Tanque agua dulce 2 ES
9 BR	Tanque agua dulce 2 BR
10 ES	Tanque agua dulce 1 ES
10 BR	Tanque agua dulce 1 BR
11 ES	Tanque sedimentación
11 BR	Aceite lubricación alto
12 ES	Tanque aceite cilindros
12 BR	Tanque servicio diario aceite cilindros
13 ES	Tanque lateral lastre 8 ES
13 BR	Tanque lateral lastre 8 BR

En el siguiente cuadro se recoge la información de todos los espacios de acomodación.

Número	Nombre del espacio	Cubierta
1	Sala de cine	Cubierta 1 (20050 mm)
2	Biblioteca	Cubierta 1 (20050 mm)
3	Archivo	Cubierta 1 (20050 mm)
4	Sala de reuniones I	Cubierta 1 (20050 mm)
5	Sala de estar común	Cubierta 1 (20050 mm)
6	Espacio vacío	Cubierta 1 (20050 mm)
7	Sala de reuniones II	Cubierta 1 (20050 mm)
8	Sala de juegos	Cubierta 1 (20050 mm)
9	Espacio vacío	Cubierta 1 (20050 mm)
10	Entrada lavandería	Cubierta 1 (20050 mm)
11	Cuarto de la plancha	Cubierta 1 (20050 mm)
12	Lavandería	Cubierta 1 (20050 mm)
13	Oficina I	Cubierta 1 (20050 mm)
14	Oficina II	Cubierta 1 (20050 mm)
15	Oficina III	Cubierta 1 (20050 mm)
16	Oficina IV	Cubierta 1 (20050 mm)
17	Camarote tripulación 1	Cubierta 2 (22650 mm)
18	Camarote tripulación 2	Cubierta 2 (22650 mm)

19	Camarote tripulación 3	Cubierta 2 (22650 mm)
20	Camarote tripulación 4	Cubierta 2 (22650 mm)
21	Camarote tripulación 5	Cubierta 2 (22650 mm)
22	Camarote tripulación 6	Cubierta 2 (22650 mm)
23	Camarote tripulación 7	Cubierta 2 (22650 mm)
24	Camarote tripulación 8	Cubierta 2 (22650 mm)
25	Camarote tripulación 9	Cubierta 2 (22650 mm)
26	Camarote tripulación 10	Cubierta 2 (22650 mm)
27	Camarote tripulación 11	Cubierta 2 (22650 mm)
28	Camarote tripulación 12	Cubierta 2 (22650 mm)
29	Camarote tripulación 13	Cubierta 2 (22650 mm)
30	Camarote tripulación 14	Cubierta 2 (22650 mm)
31	Camarote tripulación 15	Cubierta 2 (22650 mm)
32	Camarote tripulación 16	Cubierta 2 (22650 mm)
33	Camarote tripulación 17	Cubierta 2 (22650 mm)
34	Camarote tripulación 18	Cubierta 2 (22650 mm)
35	Comedor oficiales	Cubierta 2 (22650 mm)
36	Cocina	Cubierta 2 (22650 mm)
37	Gambuza seca	Cubierta 2 (22650 mm)
38	Gambuza refrigerada	Cubierta 2 (22650 mm)
39	Sala de estar tripulación	Cubierta 2 (22650 mm)
40	Comedor tripulación	Cubierta 2 (22650 mm)
41	Camarote oficiales 1	Cubierta 3 (25250 mm)
42	Camarote oficiales 2	Cubierta 3 (25250 mm)
43	Salón	Cubierta 3 (25250 mm)
44	Camarote oficiales 3	Cubierta 3 (25250 mm)
45	Camarote oficiales 4	Cubierta 3 (25250 mm)
46	Sala de estar oficiales	Cubierta 3 (25250 mm)
47	Vestuarios	Cubierta 3 (25250 mm)
48	Gimnasio	Cubierta 3 (25250 mm)
49	Camarote oficiales 5	Cubierta 3 (25250 mm)
50	Sala de oficiales	Cubierta 3 (25250 mm)
51	Sauna	Cubierta 3 (25250 mm)
52	Baño	Cubierta 3 (25250 mm)
53	Jacuzzi	Cubierta 3 (25250 mm)
54	Camarote oficiales 6	Cubierta 3 (25250 mm)
55	Camarote oficiales 7	Cubierta 3 (25250 mm)
56	Salón	Cubierta 3 (25250 mm)
57	Camarote oficiales 8	Cubierta 3 (25250 mm)

### Anexo III. Petroleros sin doble fondo

En las enmiendas al convenio MARPOL 73/78 en 1992 estaba la propuesta por el astillero japonés Mitsubishi en la que se proponía la construcción de buques petroleros sin doble fondo y que finalmente fue aceptada.

Para poder hacer esto y evitar que en caso de una rotura en el fondo el crudo saliera al exterior, se coloca una cubierta intermedia de manera que la presión hidrostática en el fondo del buque sea superior a la presión del crudo y los gases que pudieran estar encerrados. De esta forma, en caso de accidente el agua tiende a entrar hacia el tanque, de manera que el crudo se quede en el tanque.

Para ello, el convenio MARPOL 73/78 en su Regla 19.4 muestra la expresión que rige la altura de la cubierta intermedia. Su expresión es:

$$1.1 \cdot h_c \cdot \rho_c \cdot g + 100\Delta p < d_n \cdot \rho_s \cdot g$$

$h_c$	Altura de la carga en contacto con el doble fondo (m)
$\rho_c$	Densidad máxima de la carga (kg/m <sup>3</sup> )
$g$	Gravedad (9.81 m/s <sup>2</sup> )
$\Delta p$	Presión máxima de tarado de la válvula de presión y vacío del tanque de carga (bar)
$d_n$	Calado mínimo (m)
$\rho_s$	Densidad del agua del mar (kg/m <sup>3</sup> )

El factor 1.1 aparece como un factor de seguridad.

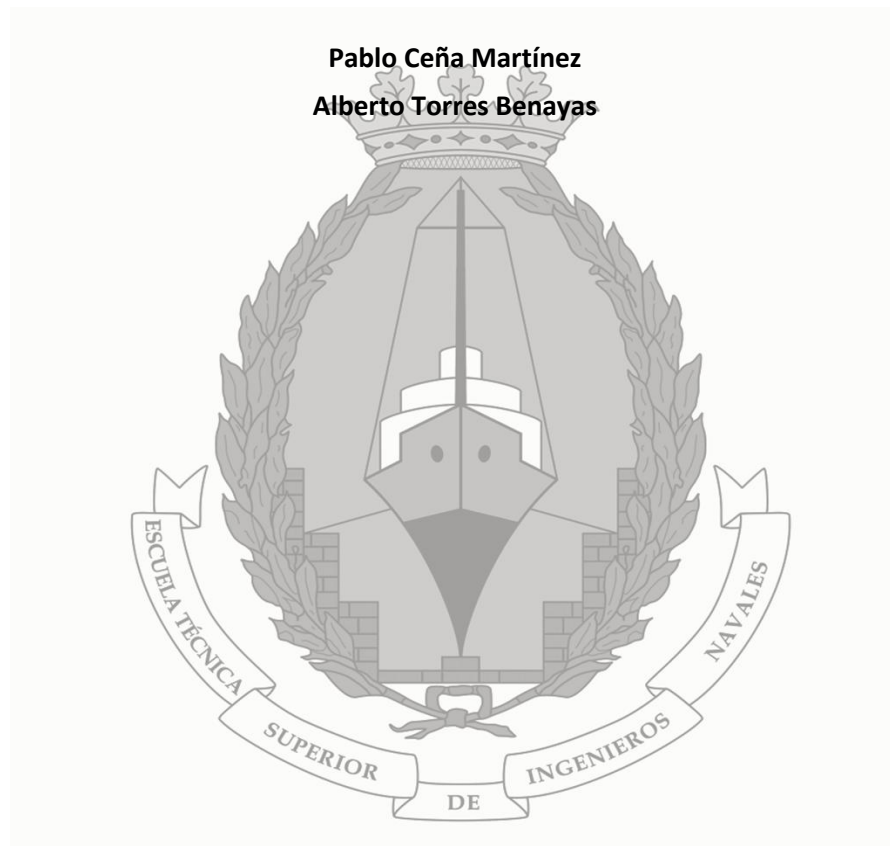


# Cuadernillo 5.

## Cálculos de arquitectura naval

---

Petrolero de crudo Panamax 65000TPM



Tutor: Don Ignacio Díez de Ulzurrun

Proyecto Final de Carrera número: 091

## Índice

1.	Curvas hidrostáticas	3
2.	Carenas inclinadas	3
3.	Situaciones de carga	3
3.1.	Salida, 100% de consumos con máxima carga	3
3.2.	Llegada, 10% de consumos con máxima carga	4
3.3.	Salida lastre con 100% de consumos, sin carga	4
3.4.	Llegada lastre con 10% de consumos, sin carga	4
4.	Capacidades tanques y C.D.G	4
4.1.	Tanques de carga	4
4.2.	Tanques de lastre	5
4.3.	Tanques Slop	6
4.4.	Tanques Cámara de Máquinas	6
5.	Cálculo de francobordo	6
5.1.	Francobordo de Verano.	7
5.2.	Altura mínima de proa	8
5.3.	Francobordo tropical	9
5.4.	Francobordo de invierno	9
5.5.	Francobordo en agua dulce	9
6.	Cálculo de arqueo	9
6.1.	Arqueo bruto	9
6.2.	Arqueo neto	10
7.	Referencias	11
8.	Índice de tablas	12

Anexo I. Curvas Hidrostáticas

Anexo II. Carenas inclinadas

## 1. Curvas hidrostáticas

Se han calculado las características hidrostáticas del buque para calados comprendidos entre 5 y 13 metros con intervalos de 0,5 metros. Los trimados elegidos han sido de -1, 0, +1, +2, +3 y +3,2844 metros. Este último trimado es el máximo que permite el MARPOL, Anexo I, Regla 18.2.2 para este tipo de buque. Además con dicho trimado el calado en popa ha de permitir que la hélice se encuentre totalmente sumergida. Como se puede observar en el anexo I esta condición se cumple.

En el anexo I de este mismo cuadernillo se muestran todos los datos y gráficas de las curvas hidrostáticas de nuestro barco. Dichas curvas hidrostáticas se han calculado con el programa informático de arquitectura naval *Hydromax Pro*.

## 2. Carenas inclinadas

Se ha realizado el cálculo del brazo adrizante (KN) en función del desplazamiento. Los desplazamientos utilizados van desde las 40000 hasta las 850000 toneladas y los ángulos de escora desde los 0º hasta los 80º.

Al igual que para las características hidrostáticas se ha utilizado el programa Hydromax Pro y en el anexo II se pueden encontrar tanto la tabla con los valores como la representación gráfica de dichas curvas.

## 3. Situaciones de carga

Aunque las situaciones de carga se explican en el cuadernillo 12 hemos creído conveniente evaluar la estabilidad en las diferentes situaciones en las que se va a encontrar el barco para comprobar en esta parte del proyecto que el proyecto es viable. Los datos de GM que se van a dar corresponden a la situación de trimado 0.

Hacemos notar que los cálculos se han realizado con una densidad del crudo de la carga de  $860 \text{ t/m}^3$ . El crudo de los diferentes puntos donde este buque puede recoger petróleo tienen una densidad muy variable, desde 845 hasta  $870 \text{ t/m}^3$  lo que hace que el desplazamiento dado aquí pueda variar ligeramente. En cualquier caso el buque está diseñado para un calado máximo de 12.95.

A continuación se muestran las situaciones de carga:

### 3.1. Salida, 100% de consumos con máxima carga

- Desplazamiento= 78452 toneladas
- Calado= 12.54 metros
- KG= 9.89 metros
- $GM_t$ = 3.71 metros
- $GM_L$ = 316.81 metros

### 3.2. Llegada, 10% de consumos con máxima carga

- Desplazamiento = 77286 toneladas
- Calado= 12.37 metros
- KG= 9.96 metros
- $GM_t$ = 3.55 metros
- $GM_L$ = 319.22 metros

### 3.3. Salida lastre con 100% de consumos, sin carga

- Desplazamiento = 52503 toneladas
- Calado = 8.68 metros
- KG= 10.28 metros
- $GM_t$ = 4.02 metros
- $GM_L$ = 440.02 metros

### 3.4. Llegada lastre con 10% de consumos, sin carga

- Desplazamiento = 51336 toneladas
- Calado = 8.50 metros
- KG= 10.38 metros
- $GM_t$ = 3.92 metros
- $GM_L$ = 439.92 metros

## 4. Capacidades tanques y C.D.G

En las tablas mostradas a continuación se muestran todas las capacidades de los espacios de carga, de lastre, de los tanques de slop y del resto de tanques necesarios en la cámara de máquinas. Además se muestra la posición de su centro de gravedad, utilizada para evaluar la estabilidad.

### 4.1. Tanques de carga

Tanque	Capacidad (m <sup>3</sup> )	X (m)	Y (m)	Z (m)
Tanque 1 Alto ES	4304	189.37	6.39	13.05
Tanque 2 Alto ES	4417	165.56	6.55	13.03
Tanque 3 Alto ES	4417	141.56	6.55	13.03
Tanque 4 Alto ES	4417	117.56	6.55	13.03
Tanque 5 Alto ES	4417	93.56	6.55	13.03
Tanque 6 Alto ES	4413	69.57	6.54	13.03
Tanque 1 Alto BR	4304	189.37	-6.39	13.05
Tanque 2 Alto BR	4417	165.56	-6.55	13.03
Tanque 3 Alto BR	4417	141.56	-6.55	13.03
Tanque 4 Alto BR	4417	117.56	-6.55	13.03
Tanque 5 Alto BR	4417	93.56	-6.55	13.03

Tanque 6 Alto BR	4413	69.57	-6.54	13.03
Tanque 1 Bajo ES	1826	189.33	6.35	3.00
Tanque 2 Bajo ES	1886	165.56	6.55	3.00
Tanque 3 Bajo ES	1886	141.56	6.55	3.00
Tanque 4 Bajo ES	1886	117.56	6.55	3.00
Tanque 5 Bajo ES	1885	93.56	6.55	3.00
Tanque 6 Bajo ES	1826	69.77	6.36	3.02
Tanque 1 Bajo BR	1826	189.33	-6.35	3.00
Tanque 2 Bajo BR	1886	165.56	-6.55	3.00
Tanque 3 Bajo BR	1886	141.56	-6.55	3.00
Tanque 4 Bajo BR	1886	117.56	-6.55	3.00
Tanque 5 Bajo BR	1885	93.56	-6.55	3.00
Tanque 6 Bajo BR	1826	69.77	-6.36	3.02
<b>TOTAL</b>	<b>75160</b>			

Tabla 1. Tanques de carga.

#### 4.2. Tanques de lastre

Tanque	Capacidad (m <sup>3</sup> )	X (m)	Y (m)	Z (m)
Tanque 1 lateral ES	1451	189.62	14.26	10.19
Tanque 2 lateral ES	1426	165.56	14.59	10.14
Tanque 3 lateral ES	1426	141.56	14.59	10.14
Tanque 4 lateral ES	1426	117.56	14.59	10.14
Tanque 5 lateral ES	1424	93.57	14.59	10.15
Tanque 6 lateral ES	1408	69.61	14.48	10.29
Tanque 7 lateral ES	678	51.58	13.95	10.73
Tanque 8 lateral ES	313.2	33.52	12.92	7.79
Tanque 1 lateral BR	1451	189.62	-14.26	10.19
Tanque 2 lateral BR	1426	165.56	-14.59	10.14
Tanque 3 lateral BR	1426	141.56	-14.59	10.14
Tanque 4 lateral BR	1426	117.56	-14.59	10.14
Tanque 5 lateral BR	1424	93.57	-14.59	10.15
Tanque 6 lateral BR	1408	69.61	-14.48	10.29
Tanque 7 lateral BR	678	51.58	-13.95	10.73
Tanque 8 lateral BR	313.2	33.52	-12.92	7.79
Tanque bajo cámara de bombas ES	761	51.75	5.34	3.10
Tanque bajo cámara de bombas BR	761	51.75	-5.34	3.10
Tanque bajo sistema de fondeo ES	859	203.33	7.41	9.12
Tanque bajo sistema de fondeo BR	859	203.33	-7.41	9.12
Pique de proa ES	2442	210.82	4.95	10.91
Pique de proa BR	2442	210.82	-4.95	10.91
Pique de popa ES	4310	10.78	6.06	13.23
Pique de popa BR	4310	10.78	-6.06	13.23
<b>TOTAL</b>	<b>35848.3</b>			

Tabla 2. Tanques de lastre.

#### 4.3. Tanques Slop

Tanque	Capacidad (m <sup>3</sup> )	X (m)	Y (m)	Z (m)
Tanque SLOP ER	1097	54.56	6.51	13.06
Tanque SLOP BR	1097	54.56	-6.51	13.06
<b>TOTAL</b>	<b>2194</b>			

Tabla 3. Tanques de slop.

#### 4.4. Tanques Cámara de Máquinas

Tanque	Capacidad (m <sup>3</sup> )	X (m)	Y (m)	Z (m)
Tanque aceite lubricación doble fondo	35.83	31.06	0.00	1.00
Tanque HFO Bajo ES	193.66	31.81	7.64	4.47
Tanque HFO Bajo BR	193.66	31.81	-7.64	4.47
Tanque HFO Alto ES	189.01	25.90	11.66	10.35
Tanque HFO Alto BR	189.01	25.90	-11.66	10.35
Tanque MDO ES	95.17	43.51	8.67	4.20
Tanque MDO BR	95.17	43.51	-8.67	4.20
Tanque aceite lubricación cilindros	58.91	38.17	-11.92	9.87
Agua dulce 1 ES	63.78	33.57	11.77	10.02
Agua dulce 1 BR	63.78	33.57	-11.77	10.02
Agua dulce 2 ES	60.64	31.17	11.71	10.11
Agua dulce 2 BR	60.64	31.17	-11.71	10.11
Tanque de sedimentación	67.24	35.97	-11.84	9.94
Aceite lubricación Bajo	32.46	35.98	11.50	8.22
Aceite lubricación Alto	34.79	35.96	12.16	11.55
Tanque de servicio diario HFO ES	59.73	39.89	8.36	4.25
Tanque de servicio diario HFO BR	59.73	39.89	-8.36	4.25
Tanque de servicio diario MDO	29.61	38.16	12.21	11.54
Tanque de servicio diario aceite cilindros	29.30	38.17	11.63	8.19
<b>TOTAL</b>	<b>1612.12</b>			

Tabla 4. Tanques de Cámara de Máquinas.

### 5. Cálculo de francobordo

El francobordo es un elemento decisivo del proyecto del buque, y debe tener un valor mínimo, función del tipo y características del buque, establecido en el Convenio Internacional de Líneas de Máxima Carga de 1966 (Convenio 1966), actualmente en vigor.

Según dicho convenio, para el cálculo del francobordo los buques se dividen en clase A o B, siendo nuestro buque de clase A (regla 27.1). De acuerdo a las definiciones del Convenio 1966 tenemos que las características de nuestro buque son las mostradas en la tabla 5.

Eslora de francobordo (m)	227.46
Manga (m)	32.20
Puntal de trazado (m)	20.03

<b>Puntal de francobordo (m)</b>	20.18
<b>Coeficiente de bloque</b>	0.840
<b>Calado al 85% del puntal (m)</b>	17.03
<b>Calado de trazado (m)</b>	12.95
<b>Desplazamiento (t)</b>	79040

Tabla 5. Datos del buque de acuerdo a las definiciones del Convenio 1966.

### 5.1. Francobordo de Verano.

Dicho francobordo mínimo exigible viene dado por la siguiente expresión sacada de la ref. [1].

$$FB_{min}(mm) = (FB_t + C_1) \cdot C_2 + C_3 - C_4 + C_5$$

Donde:

- *Francobordo tabular.*

Dicho francobordo es el extraído interpolando de las tablas de francobordo tabulado, sacadas en nuestro caso de la ref. [1].

Dicho **francobordo tabulado es 2770 mm**

- *Corrección por eslora menor de 100 metros.*

En nuestro caso no es aplicable este coeficiente  $C_1$  por ser nuestra eslora mayor de 100 metros.

- *Corrección por coeficiente de bloque.*

Dicho coeficiente es aplicable a buques con  $C_b$  por encima de 0.68.

$$\circ C_2 = \frac{(1.01 \cdot C_b + 0.68)}{1.36} \quad \text{para } C_b > 0.68$$

$$\circ C_2 = 1 \quad \text{para } C_b \leq 0.68$$

En nuestro caso el coeficiente  $C_2$  vendrá será 1.124

- *Corrección por puntal.*

Dicha corrección se aplica a buques donde el puntal es mayor que  $L/15$

$$\circ C_3 = \left(D - \frac{L}{15}\right) \cdot 250 \quad \text{para } D > \frac{L}{15}$$

$$\circ C_3 = 0 \quad \text{para } D \leq \frac{L}{15}$$

En nuestro caso el coeficiente  $C_3$  tiene un valor 1224 mm.

- *Corrección por superestructura*

- $C_4 = \frac{D_e P_{or}}{100}$

- $D_e = 1070$

- $P_{or} = 0.26 + 58.9 \cdot \left(\frac{E}{L_{pp}}\right) + 42.9 \cdot \left(\frac{E}{L_{pp}}\right)^2$  donde E es la longitud de la superestructura.

En nuestro caso dicha corrección tiene un valor de 70 mm.

- *Corrección por arrufo*

- $C_5 = \left(1 - \frac{A}{100}\right) \cdot (4.168 \cdot L + 125) \cdot \left(0.75 - 0.5 \cdot \frac{E}{L_{pp}}\right)$

En nuestro caso el valor de A, que es el porcentaje del área de la curva real de arrufo respecto al área de la curva estándar, es muy próximo a 0 por ser un buque de mucha eslora y porque simplifica y abarata el proceso constructivo.

Dicho coeficiente  $C_5$  en nuestro caso tiene un valor de 750 mm.

Por lo tanto

$$FB_{min} = 2770 * 1.124 + 1224 - 70 + 750 = 5018 \text{ mm}$$

Nuestro buque, por proyecto, tiene un francobordo de 7080 mm por lo que cumple el criterio de francobordo mínimo.

## 5.2. Altura mínima de proa

La regla 39 del Convenio de 1966 exige que la distancia vertical desde la cubierta expuesta hasta la flotación en carga correspondiente al francobordo de verano, medida en la perpendicular de proa, no sea menor de:

$$56 \cdot L \cdot \left(1 - \frac{L}{500}\right) \cdot \frac{1.36}{C_b + 0.68}$$

Que nos da un valor de 6210 mm. Al conseguir dicho valor por medio de un castillo este ha de tener como mínimo una longitud igual al 7% por ciento de nuestra eslora, esto es 15.8 metros. Como nuestro buque tiene un puntal mayor no hace falta que se incorpore un castillo. Pese a eso, se ha incorporado un castillo para proteger a los elementos que se coloque en dicha zona. Dicho castillo de proa se dispone 1.5 m por encima de la cubierta superior. Se ha comprobado la normativa que exige poder visualizar como mínimo dos esloras por proa del buque con el calado mínimo, que en nuestro caso es de 5.96 m.



### 5.3. Francobordo tropical

Se obtiene restando al francobordo de verano un cuarentaiochoavo del calado de verano medido desde lo alto de la quilla. Por lo tanto dicho **francobordo tropical es de 4748 mm.**

### 5.4. Francobordo de invierno

Se obtiene sumando al francobordo de verano un cuarentaiochoavo del calado de verano medido desde lo alto de la quilla. Por lo tanto dicho **francobordo de invierno es de 5288 mm.**

### 5.5. Francobordo en agua dulce

Se obtiene restándole al francobordo mínimo de verano en agua salada la siguiente expresión:

$$\frac{\Delta}{40 \cdot TCI}$$

Donde TCI son las toneladas por centímetro de inmersión sacadas del anexo I. Dicho francobordo en agua dulce tiene un valor en nuestro caso de **4949 mm.**

## 6. Cálculo de arqueo

Para el cálculo del arqueo, tanto bruto como neto, se utilizará el método de cálculo aproximado en forma directa explicado en la ref. [1], quedando todos los pasos detallados.

### 6.1. Arqueo bruto

Según el convenio 1969 el arqueo bruto (GT) se determina por la fórmula:

$$GT = K_1 \cdot V$$

Siendo:

- V: el volumen total de todos los espacios cerrados del buque en m<sup>3</sup>
- K<sub>1</sub>: 0.2 + 0.02 · log<sub>10</sub>V

Para el cálculo de los volúmenes de los espacios cerrados del buque vamos a desglosarlos en diferentes sectores.

- *Volumen del casco por debajo de la cubierta de arqueo, hasta el nivel del puntal.*

$$V_1 = L_{pp} \cdot B \cdot D \cdot (C_b + 0.35 \cdot \frac{D - T}{T})$$

Dándonos un valor de 145011 m<sup>3</sup>

- *Volumen debido a la brusca de la cubierta*

$$V_2 = 0.012 \cdot L_{pp} \cdot B^2$$

Dándonos un valor de 2712 m<sup>3</sup>

- *Volumen debido al arrufo*

Como ya hemos mencionado anteriormente nuestro buque dispone de un arrufo que puede considerarse despreciable, por lo que este apartado no conlleva ningún aumento de volumen.

- *Volumen de superestructuras y casetas.*

Este término de una manera óptima vendría dado por los espacios para la tripulación pero como todavía no está completamente definido todos los espacios para la tripulación vamos a aproximar este volumen mediante una fórmula empírica. Recordamos además que nos encontramos en la primera vuelta a la espiral del proyecto, y en una segunda vuelta ya tendríamos dicho volumen definido.

La fórmula que vamos a emplear para el cálculo de dicho volumen se muestra a continuación:

$$V_4 = 41 \cdot L_{pp} - 755$$

Dándonos un volumen de 8183 m<sup>3</sup>

Por lo tanto el arqueo bruto del buque en proyecto será:

$$GT = (0.2 + 0.02 \cdot \log_{10}(145011 + 2712 + 8183)) \cdot (145011 + 2712 + 8183)$$

Obteniendo un valor de **arqueo bruto de 47373**.

## 6.2. Arqueo neto

El arqueo neto se calcula mediante la fórmula mostrada a continuación.

$$NT = K_2 \cdot V_{carga} \cdot \left[ \frac{4T}{3D} \right]^2 + K_3 \cdot \left( N_1 + \frac{N_2}{10} \right)$$

Siendo:

- $K_2 = 0.2 + 0.02 \cdot \log_{10} V_{carga}$
- $K_3 = 1.25 \cdot \frac{GT+10000}{10000}$
- $N_1$  número de pasajeros en camarotes que no tengan más de 8 literas
- $N_2$  número de los demás pasajeros

Teniendo además en cuenta las siguientes consideraciones:

- $N_1+N_2$  ha de ser mayor que 13, si no es así se tomarán iguales a cero.
- El factor  $(4 \cdot T / 3 \cdot D)^2$  no se tomará superior a 1, en nuestro caso 0.8649
- El término  $K_2 \cdot V_{carga} (4 \cdot T / 3 \cdot D)^2$  no se tomará inferior a  $0.25 \cdot GT$ .
- NT no se tomará inferior a  $0.3 \cdot GT$

El término  $K_2 \cdot V_{carga} (4 \cdot T / 3 \cdot D)^2$  en nuestro caso coincide con el NT puesto que el buque no lleva pasajeros. Se ha comprobado que sea mayor que  $0.3 \cdot GT$  (y por lo tanto también que  $0.25 \cdot GT$ ) y resulta un valor de **arqueo neto de 19340.53 tons**.

## 7. Referencias

- [1] El proyecto básico del buque mercante. Ricardo Alvariño, Juan José Azpíroz y Manuel Meizoso. Fondo editorial de ingeniería naval. COIN 1997.

## 8. Índice de tablas

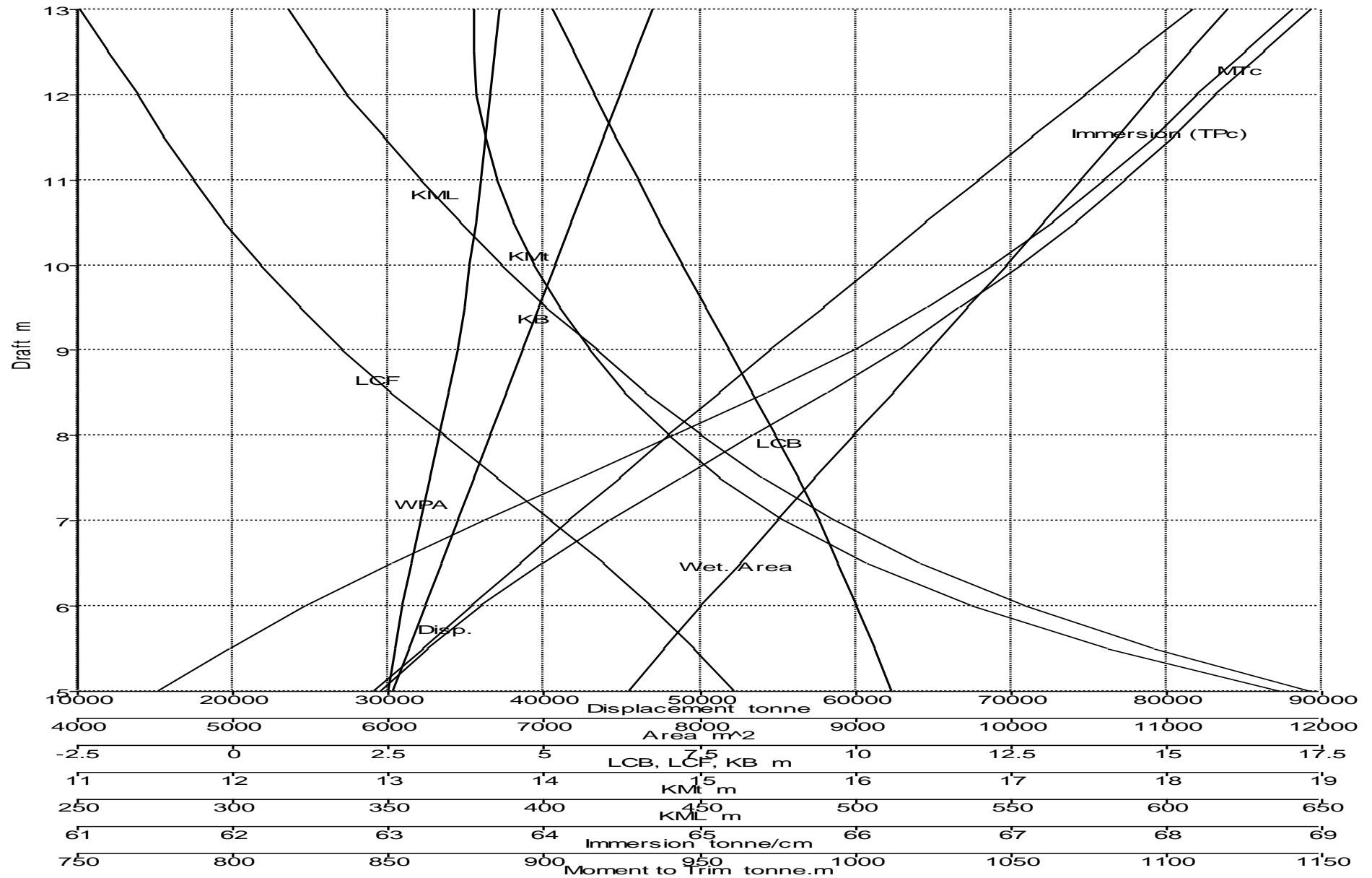
Tabla 1.	Tanques de carga
Tabla 2.	Tanques de lastre.
Tabla 3.	Tanques de Slop.
Tabla 4.	Tanques de Cámara de máquinas.
Tabla 5.	Datos del buque de acuerdo a las definiciones del Convenio 1966.

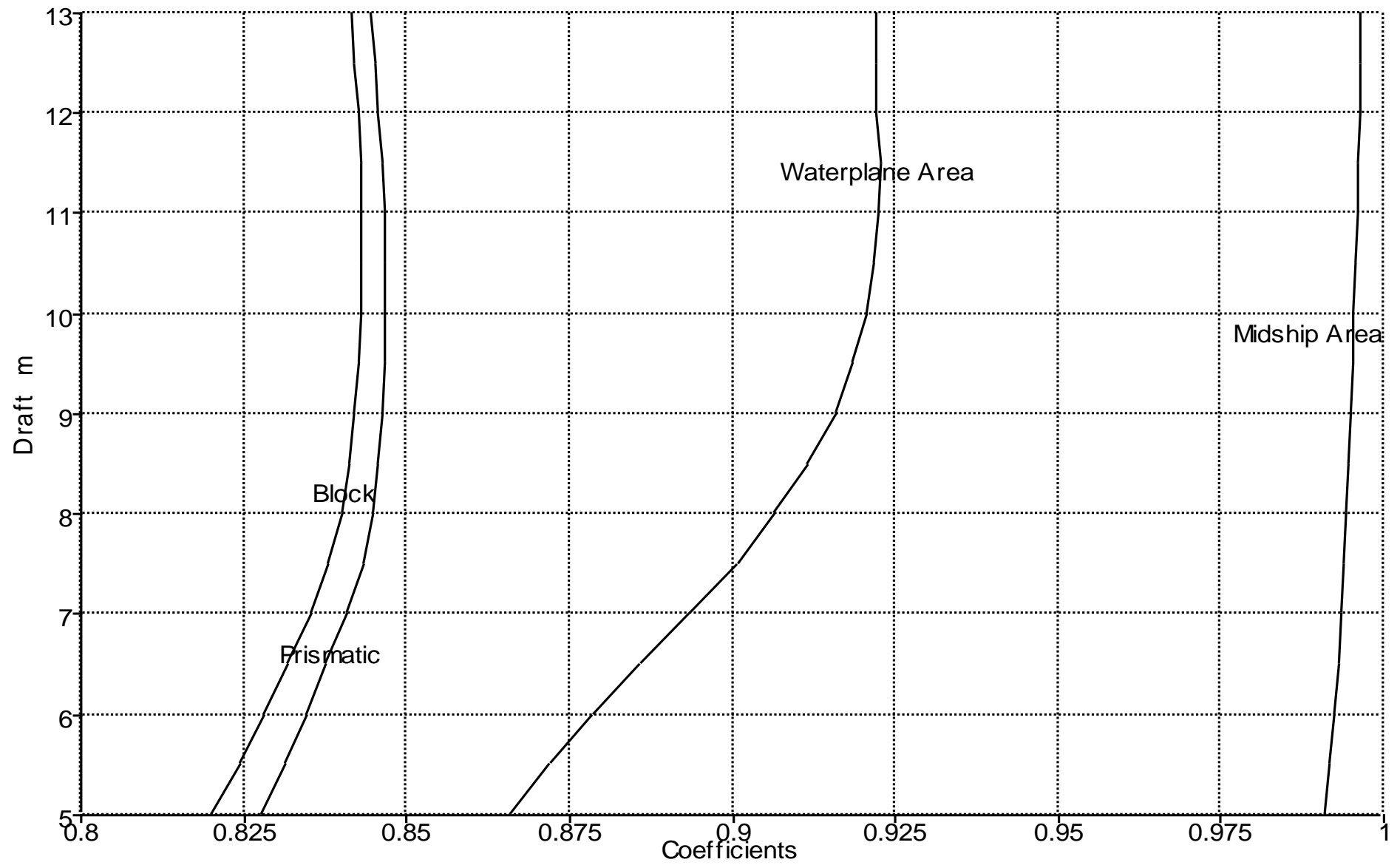
## Anexo I

### Trimado 0 m.

Calado CM (m)	13	12.5	12	11.5	11	10.5	10	9.5	9	8.5	8	7.5	7	6.5	6	5.5	5
Desplazamiento (t)	81615	78182	74764	71359	67970	64597	61243	57909	54599	51313	48057	44830	41634	38469	35332	32221	29134
Calado Pproa (m)	13	12.5	12	11.5	11	10.5	10	9.5	9	8.5	8	7.5	7	6.5	6	5.5	5
Calado Ppopa (m)	13	12.5	12	11.5	11	10.5	10	9.5	9	8.5	8	7.5	7	6.5	6	5.5	5
Eslora flotación (m)	226.0	225.0	224.0	223.0	222.0	221.1	220.1	219.2	218.3	217.4	216.7	216.1	215.7	215.6	215.4	215.3	215.3
Manga flotación (m)	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2
Superficie mojada (m <sup>2</sup> )	11396	11157	10917	10683	10444	10206	9966	9724	9481	9236	8989	8743	8497	8254	8013	7775	7540
Superficie flotación (m <sup>2</sup> )	6710	6681	6651	6625	6594	6561	6523	6481	6436	6381	6323	6264	6204	6146	6092	6044	5999
Coef. Prismático	0.844	0.845	0.846	0.846	0.847	0.847	0.847	0.847	0.846	0.846	0.845	0.843	0.841	0.838	0.834	0.831	0.828
Coef. Bloque	0.841	0.842	0.842	0.843	0.843	0.843	0.843	0.843	0.842	0.841	0.840	0.838	0.835	0.832	0.828	0.824	0.820
Coef. de la Maestra	0.996	0.996	0.996	0.996	0.996	0.996	0.995	0.995	0.995	0.995	0.994	0.994	0.993	0.993	0.992	0.992	0.991
Coef. Flotación	0.922	0.922	0.922	0.923	0.922	0.922	0.920	0.918	0.916	0.912	0.906	0.900	0.893	0.886	0.878	0.872	0.866
LCB desde la CM (+ hacia proa) (m)	5.2	5.5	5.8	6.2	6.5	6.9	7.2	7.6	8.0	8.4	8.7	9.1	9.4	9.7	10.0	10.3	10.6
LCF desde la CM (+ hacia proa) (m)	-2.4	-2.0	-1.5	-1.1	-0.7	-0.2	0.4	1.1	1.7	2.5	3.4	4.2	5.1	5.9	6.7	7.4	8.0
KB (m)	6.8	6.5	6.2	6.0	5.7	5.4	5.2	4.9	4.6	4.4	4.1	3.9	3.6	3.3	3.1	2.8	2.6
BM <sub>t</sub> (m)	6.8	7.1	7.3	7.7	8.0	8.4	8.8	9.2	9.6	10.1	10.7	11.3	11.9	12.7	13.7	14.8	16.2
BM <sub>L</sub> (m)	310.7	320.2	330.4	342.3	354.3	367.4	381.1	395.7	411.8	428.1	446.2	466.8	490.3	518.1	551.9	593.2	644.4
KM <sub>t</sub> (m)	13.5	13.5	13.6	13.6	13.7	13.8	13.9	14.1	14.3	14.5	14.8	15.1	15.5	16.1	16.8	17.6	18.7
KM <sub>L</sub> (m)	317.5	326.7	336.6	348.2	360.0	372.9	386.3	400.6	416.5	432.5	450.3	470.7	493.9	521.4	554.9	596.0	647.0
Toneladas por cm de inversión (t/cm)	68.8	68.5	68.2	67.9	67.6	67.3	66.9	66.4	66.0	65.4	64.8	64.2	63.6	63.0	62.5	62.0	61.5
Momento trimado (t·m)	1146.4	1131.2	1115.6	1102.7	1086.7	1070.8	1052.8	1033.3	1013.9	990.4	966.7	943.4	920.2	898.7	879.5	862.5	847.6

# Petrolero de crudo clase Panamax 65000 TPM



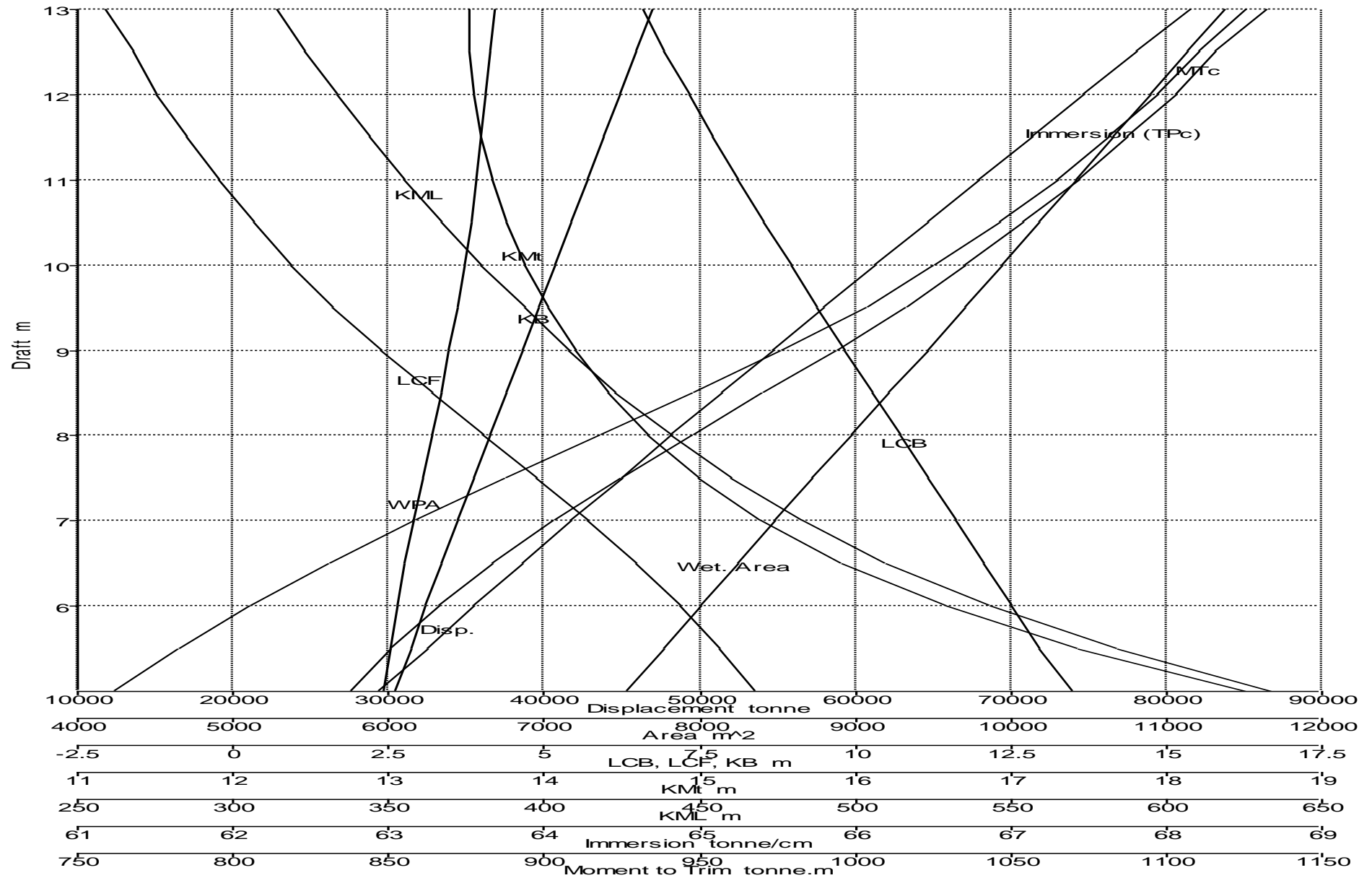


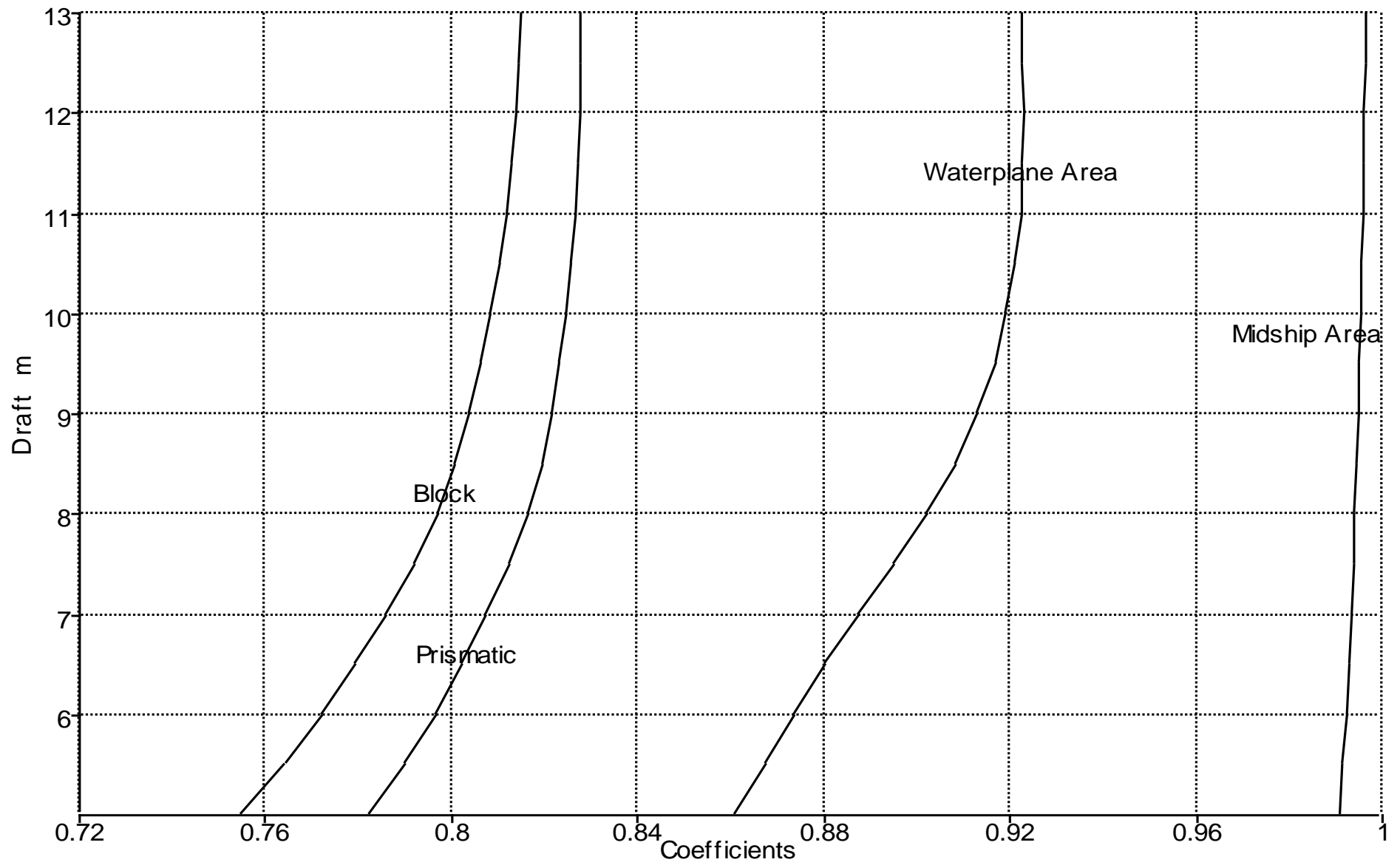
## Trimado -1 m.

Calado CM (m)	13.0	12.5	12.0	11.5	11.0	10.5	10.0	9.5	9.0	8.5	8.0	7.5	7.0	6.5	6.0	5.5	5.0
Desplazamiento (t)	81545	78127	74721	71331	67957	64601	61265	57951	54661	51400	48167	44964	41792	38648	35530	32437	29365
Calado Pproa (m)	13.5	13.0	12.5	12.0	11.5	11.0	10.5	10.0	9.5	9.0	8.5	8.0	7.5	7.0	6.5	6.0	5.5
Calado Ppopa (m)	12.5	12.0	11.5	11.0	10.5	10.0	9.5	9.0	8.5	8.0	7.5	7.0	6.5	6.0	5.5	5.0	4.5
Eslora flotación (m)	225.0	224.0	223.0	222.0	221.0	220.1	219.2	218.3	217.4	216.7	216.1	215.7	215.6	215.4	215.3	215.3	215.5
Manga flotación (m)	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2
Superficie mojada (m <sup>2</sup> )	11376	11136	10903	10664	10427	10187	9946	9704	9461	9214	8969	8724	8480	8239	8002	7766	7533
Superficie flotación (m <sup>2</sup> )	6683	6652	6627	6596	6564	6527	6486	6443	6390	6334	6277	6217	6160	6106	6057	6012	5971
Coef. Prismático	0.828	0.828	0.827	0.827	0.826	0.826	0.825	0.823	0.821	0.819	0.816	0.812	0.807	0.802	0.796	0.790	0.782
Coef. Bloque	0.815	0.814	0.814	0.813	0.812	0.810	0.808	0.806	0.804	0.801	0.797	0.792	0.786	0.779	0.772	0.764	0.754
Coef. de la Maestra	0.996	0.996	0.996	0.996	0.996	0.996	0.995	0.995	0.995	0.994	0.994	0.994	0.993	0.993	0.992	0.992	0.991
Coef. Flotación	0.923	0.922	0.923	0.923	0.922	0.921	0.919	0.917	0.913	0.908	0.902	0.895	0.887	0.880	0.874	0.867	0.861
LCB desde la CM (+ hacia proa) (m)	6.6	6.9	7.3	7.7	8.1	8.5	9.0	9.4	9.8	10.3	10.7	11.2	11.6	12.0	12.5	13.0	13.5
LCF desde la CM (+ hacia proa) (m)	-2.1	-1.6	-1.2	-0.7	-0.2	0.3	0.9	1.6	2.4	3.2	4.0	4.9	5.7	6.5	7.2	7.8	8.4
KB (m)	6.8	6.5	6.2	6.0	5.7	5.4	5.2	4.9	4.7	4.4	4.1	3.9	3.6	3.4	3.1	2.8	2.6
BM <sub>t</sub> (m)	6.8	7.0	7.3	7.6	8.0	8.3	8.7	9.1	9.5	10.0	10.5	11.1	11.8	12.6	13.5	14.6	15.9
BM <sub>L</sub> (m)	307.1	316.2	327.1	337.8	349.6	361.8	374.7	389.0	403.2	418.8	436.4	456.1	479.2	507.0	540.5	581.5	631.9
KM <sub>t</sub> (m)	13.5	13.5	13.5	13.6	13.7	13.8	13.9	14.0	14.2	14.4	14.7	15.0	15.4	15.9	16.6	17.4	18.5
KM <sub>L</sub> (m)	313.9	322.7	333.3	343.8	355.3	367.3	379.9	393.9	407.8	423.2	440.5	460.0	482.9	510.3	543.6	584.4	634.5
Toneladas por cm de inversión (t/cm)	68.5	68.2	67.9	67.6	67.3	66.9	66.5	66.1	65.5	64.9	64.4	63.7	63.2	62.6	62.1	61.6	61.2
Momento trimado (t·m)	1131.9	1116.0	1103.4	1087.6	1071.9	1054.2	1035.1	1016.2	993.3	970.0	947.2	924.2	902.6	883.2	866.0	850.9	837.6



# Petrolero de crudo clase Panamax 65000 TPM

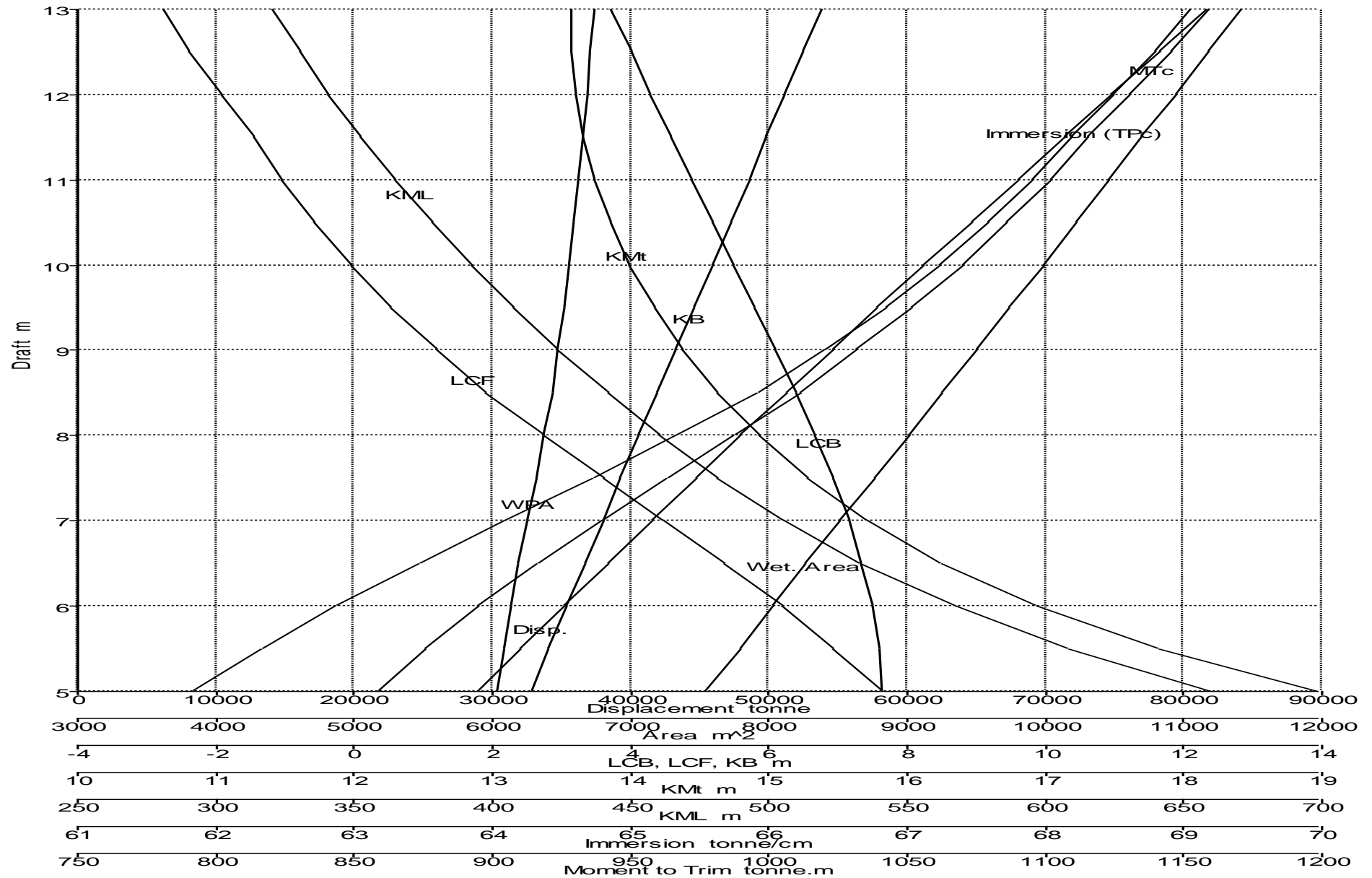


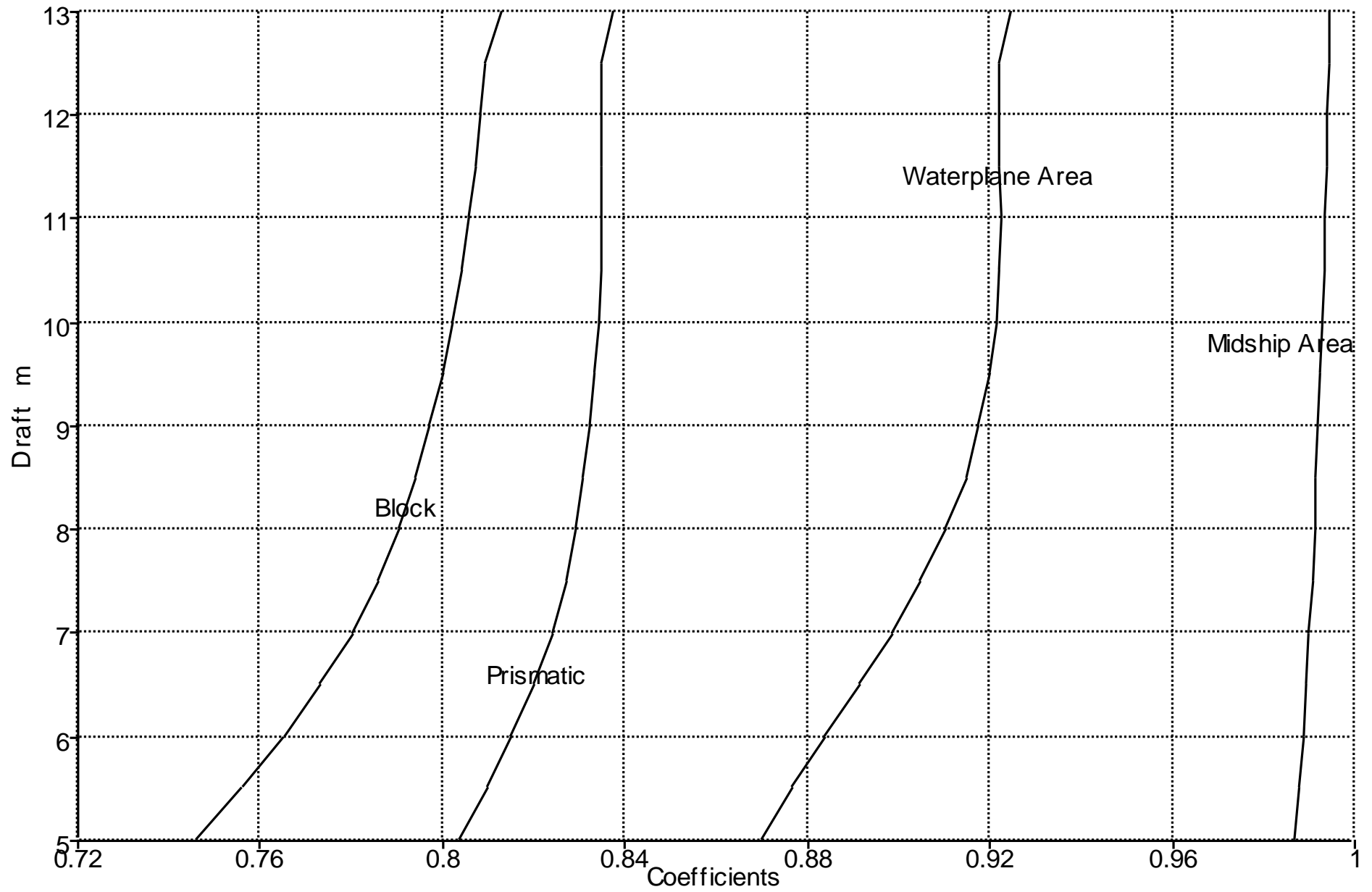


## Trimado +1

Calado CM (m)	13.0	12.5	12.0	11.5	11.0	10.5	10.0	9.5	9.0	8.5	8.0	7.5	7.0	6.5	6.0	5.5	5.0
Desplazamiento (t)	81698	78252	74819	71402	67997	64609	61238	57885	54554	51247	47966	44715	41495	38306	35148	32018	28915
Calado Pproa (m)	12.5	12.0	11.5	11.0	10.5	10.0	9.5	9.0	8.5	8.0	7.5	7.0	6.5	6.0	5.5	5.0	4.5
Calado Ppopa (m)	13.5	13.0	12.5	12.0	11.5	11.0	10.5	10.0	9.5	9.0	8.5	8.0	7.5	7.0	6.5	6.0	5.5
Eslora flotación (m)	226.3	226.1	225.1	224.1	223.1	222.1	221.1	220.1	219.2	218.3	217.4	216.6	216.1	215.7	215.6	215.4	215.3
Manga flotación (m)	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2
Superficie mojada (m <sup>2</sup> )	11416	11177	10938	10698	10463	10224	9986	9745	9502	9258	9012	8764	8517	8271	8027	7787	7549
Superficie flotación (m <sup>2</sup> )	6736	6710	6681	6651	6624	6592	6559	6520	6476	6429	6372	6312	6251	6190	6132	6079	6030
Coef. Prismático	0.838	0.835	0.835	0.835	0.835	0.835	0.834	0.833	0.832	0.831	0.829	0.827	0.824	0.820	0.815	0.810	0.804
Coef. Bloque	0.813	0.809	0.808	0.807	0.806	0.804	0.802	0.800	0.797	0.794	0.790	0.786	0.780	0.773	0.765	0.756	0.746
Coef. de la Maestra	0.994	0.994	0.994	0.994	0.993	0.993	0.993	0.992	0.992	0.992	0.991	0.991	0.990	0.989	0.989	0.988	0.987
Coef. Flotación	0.925	0.922	0.922	0.922	0.922	0.922	0.921	0.920	0.918	0.915	0.910	0.905	0.899	0.891	0.884	0.876	0.870
LCB desde la CM (+ hacia proa) (m)	3.7	4.0	4.3	4.6	4.9	5.2	5.5	5.8	6.1	6.4	6.7	6.9	7.2	7.3	7.5	7.6	7.6
LCF desde la CM (+ hacia proa) (m)	-2.8	-2.4	-1.9	-1.5	-1.1	-0.6	-0.1	0.5	1.2	1.9	2.7	3.6	4.5	5.4	6.2	6.9	7.6
KB (m)	6.8	6.5	6.2	6.0	5.7	5.4	5.2	4.9	4.6	4.4	4.1	3.9	3.6	3.3	3.1	2.8	2.6
BM <sub>t</sub> (m)	6.8	7.1	7.4	7.7	8.0	8.4	8.8	9.3	9.7	10.3	10.8	11.4	12.1	12.9	13.9	15.0	16.4
BM <sub>L</sub> (m)	313.7	324.0	334.5	345.9	359.0	372.5	387.2	402.7	419.2	437.7	456.5	477.7	502.1	530.3	564.3	606.0	657.7
KM <sub>t</sub> (m)	13.6	13.6	13.6	13.7	13.7	13.8	14.0	14.2	14.4	14.6	14.9	15.3	15.7	16.3	16.9	17.8	19.0
KM <sub>L</sub> (m)	320.5	330.5	340.8	351.8	364.7	377.9	392.4	407.6	423.9	442.0	460.6	481.5	505.7	533.6	567.4	608.8	660.3
Toneladas por cm de inversión (t/cm)	69.1	68.8	68.5	68.2	67.9	67.6	67.2	66.8	66.4	65.9	65.3	64.7	64.1	63.5	62.9	62.3	61.8
Momento trimado (t·m)	1159.0	1145.9	1130.6	1115.1	1102.0	1085.9	1069.8	1051.5	1031.5	1011.5	987.4	963.2	939.6	916.3	894.9	875.8	858.9

# Petrolero de crudo clase Panamax 65000 TPM

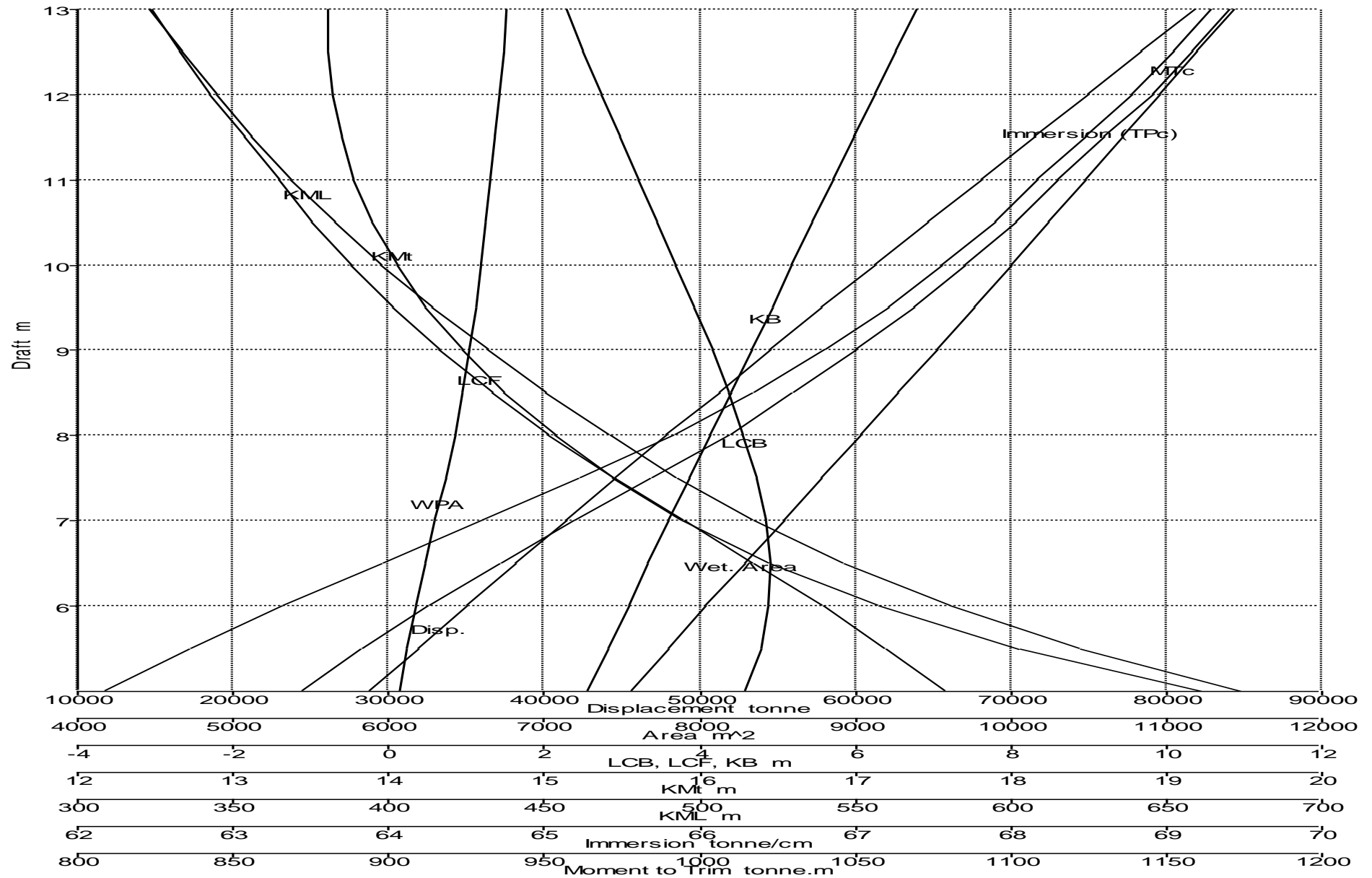


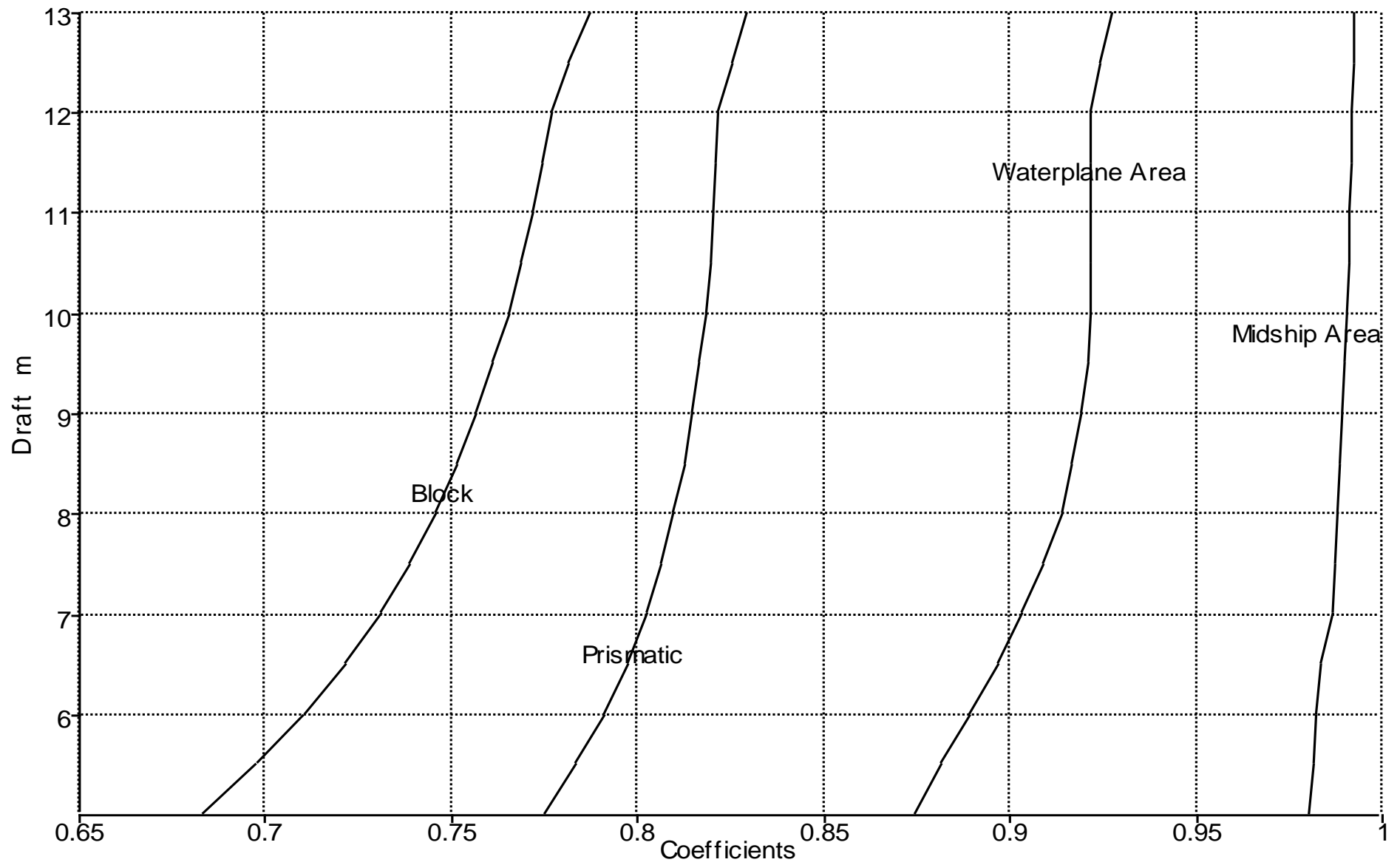


Trimado +2 m.

Calado CM (m)	13.0	12.5	12.0	11.5	11.0	10.5	10.0	9.5	9.0	8.5	8.0	7.5	7.0	6.5	6.0	5.5	5.0
Desplazamiento (t)	81793	78335	74889	71456	68039	64636	61249	57879	54529	51200	47897	44621	41376	38162	34981	31830	28708
Calado Pproa (m)	12.0	11.5	11.0	10.5	10.0	9.5	9.0	8.5	8.0	7.5	7.0	6.5	6.0	5.5	5.0	4.5	4.0
Calado Ppopa (m)	14.0	13.5	13.0	12.5	12.0	11.5	11.0	10.5	10.0	9.5	9.0	8.5	8.0	7.5	7.0	6.5	6.0
Eslora flotación (m)	226.3	226.3	226.2	225.1	224.1	223.1	222.1	221.1	220.1	219.2	218.3	217.4	216.6	216.0	215.7	215.5	215.3
Manga flotación (m)	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2
Superficie mojada (m <sup>2</sup> )	11434	11196	10958	10718	10478	10243	10003	9764	9523	9279	9034	8787	8538	8290	8043	7800	7560
Superficie flotación (m <sup>2</sup> )	6758	6735	6709	6680	6650	6623	6590	6556	6516	6470	6421	6362	6300	6238	6176	6118	6064
Coef. Prismático	0.829	0.825	0.822	0.821	0.820	0.819	0.818	0.817	0.815	0.812	0.810	0.806	0.802	0.797	0.791	0.783	0.775
Coef. Bloque	0.787	0.782	0.777	0.774	0.772	0.769	0.765	0.761	0.757	0.751	0.745	0.739	0.731	0.721	0.710	0.697	0.683
Coef. de la Maestra	0.993	0.992	0.992	0.992	0.991	0.991	0.990	0.990	0.989	0.989	0.988	0.987	0.987	0.983	0.982	0.981	0.980
Coef. Flotación	0.928	0.924	0.921	0.921	0.921	0.922	0.921	0.921	0.919	0.917	0.914	0.909	0.903	0.897	0.889	0.882	0.875
LCB desde la CM (+ hacia proa) (m)	2.3	2.5	2.7	3.0	3.2	3.5	3.7	3.9	4.2	4.4	4.6	4.7	4.8	4.9	4.9	4.8	4.6
LCF desde la CM (+ hacia proa) (m)	-3.1	-2.7	-2.3	-1.9	-1.4	-1.0	-0.5	0.0	0.6	1.3	2.0	2.9	3.8	4.7	5.6	6.4	7.1
KB (m)	6.8	6.5	6.3	6.0	5.7	5.5	5.2	4.9	4.7	4.4	4.1	3.9	3.6	3.3	3.1	2.8	2.6
BM <sub>t</sub> (m)	6.8	7.1	7.4	7.7	8.1	8.4	8.9	9.3	9.8	10.4	10.9	11.6	12.3	13.1	14.1	15.2	16.7
BM <sub>L</sub> (m)	316.4	327.1	338.5	350.2	362.9	377.5	392.6	409.3	426.9	445.8	467.0	489.0	514.1	543.4	577.9	619.9	672.0
KM <sub>t</sub> (m)	13.6	13.6	13.6	13.7	13.8	13.9	14.0	14.2	14.5	14.7	15.1	15.4	15.9	16.5	17.2	18.1	19.2
KM <sub>L</sub> (m)	323.2	333.6	344.8	356.2	368.6	383.0	397.8	414.2	431.5	450.2	471.1	492.9	517.7	546.8	581.0	622.7	674.5
Toneladas por cm de inversión (t/cm)	69.3	69.0	68.8	68.5	68.2	67.9	67.6	67.2	66.8	66.3	65.8	65.2	64.6	64.0	63.3	62.7	62.2
Momento trimado (t-m)	1170.3	1158.3	1145.4	1130.2	1114.8	1101.4	1085.2	1068.8	1050.1	1029.6	1009.0	984.3	959.7	935.8	912.4	890.9	871.5

# Petrolero de crudo clase Panamax 65000 TPM

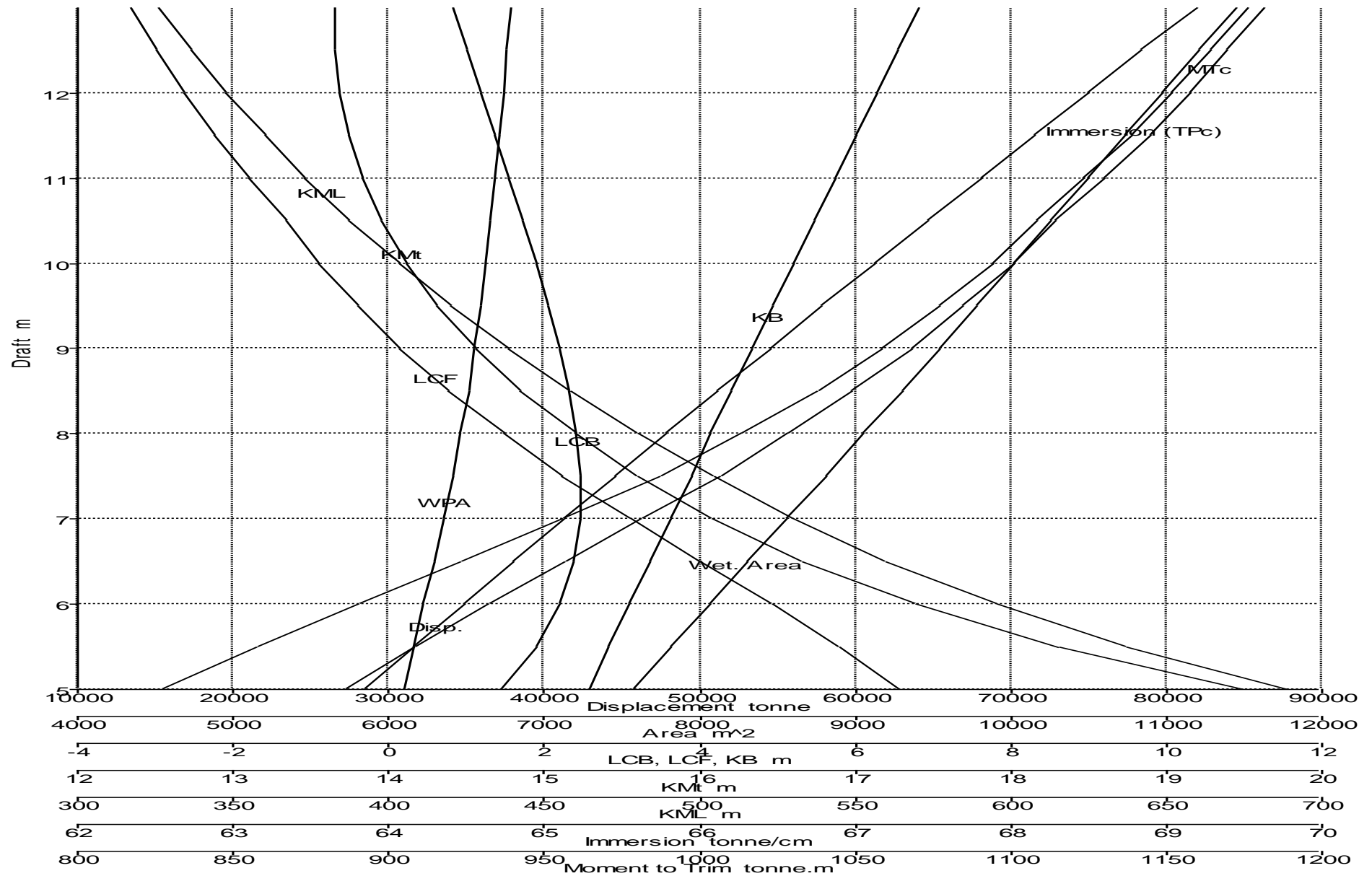


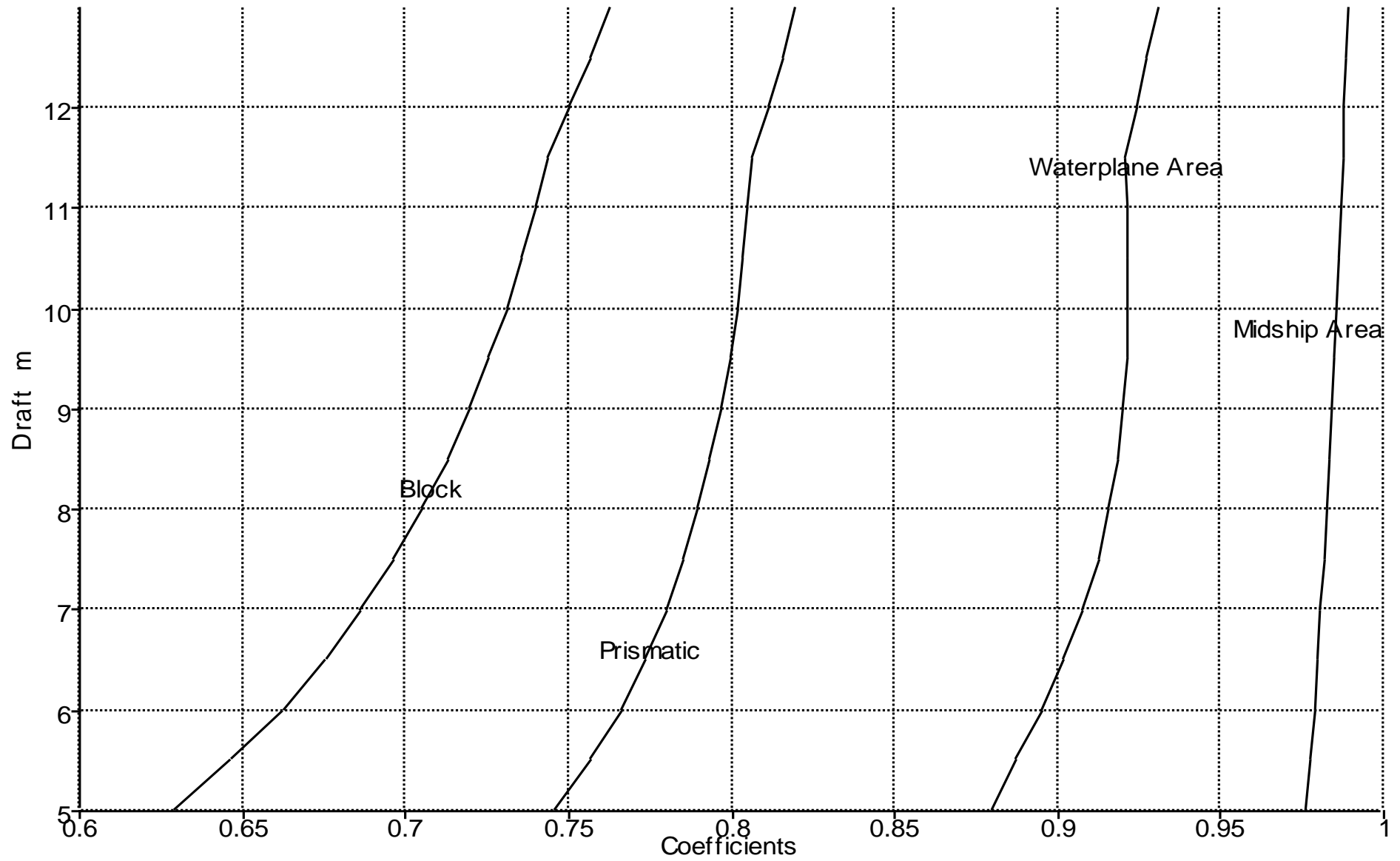




## Trimado +3 m.

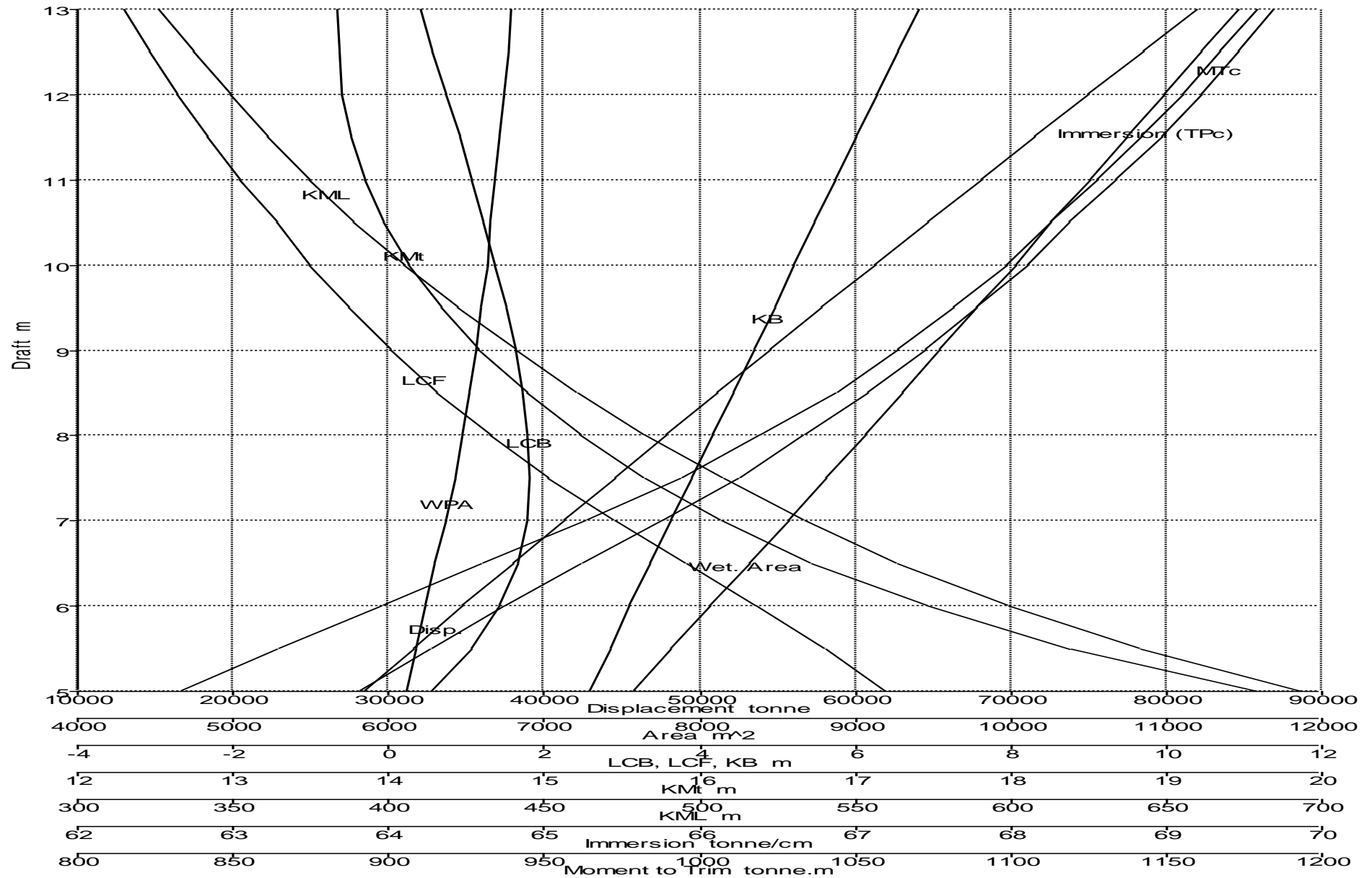
Calado CM (m)	13.0	12.5	12.0	11.5	11.0	10.5	10.0	9.5	9.0	8.5	8.0	7.5	7.0	6.5	6.0	5.5	5.0
Desplazamiento (t)	81899	78429	74971	71526	68094	64678	61275	57889	54521	51173	47847	44548	41277	38038	34832	31658	28517
Calado Pproa (m)	11.5	11.0	10.5	10.0	9.5	9.0	8.5	8.0	7.5	7.0	6.5	6.0	5.5	5.0	4.5	4.0	3.5
Calado Ppopa (m)	14.5	14.0	13.5	13.0	12.5	12.0	11.5	11.0	10.5	10.0	9.5	9.0	8.5	8.0	7.5	7.0	6.5
Eslora flotación (m)	226.3	226.3	226.3	226.2	225.2	224.2	223.2	222.1	221.1	220.2	219.2	218.3	217.4	216.6	216.0	215.7	215.4
Manga flotación (m)	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2
Superficie mojada (m <sup>2</sup> )	11453	11215	10976	10738	10498	10258	10022	9782	9542	9300	9056	8810	8561	8311	8062	7816	7573
Superficie flotación (m <sup>2</sup> )	6781	6758	6734	6709	6679	6649	6621	6588	6553	6511	6463	6412	6351	6287	6223	6160	6100
Coef. Prismático	0.820	0.815	0.811	0.806	0.805	0.804	0.802	0.799	0.797	0.793	0.789	0.785	0.780	0.773	0.766	0.756	0.745
Coef. Bloque	0.762	0.756	0.750	0.744	0.740	0.736	0.731	0.725	0.719	0.713	0.705	0.696	0.686	0.675	0.662	0.646	0.628
Coef. de la Maestra	0.989	0.988	0.988	0.987	0.987	0.986	0.986	0.985	0.984	0.983	0.982	0.982	0.981	0.980	0.979	0.977	0.976
Coef. Flotación	0.931	0.927	0.924	0.921	0.921	0.921	0.921	0.921	0.920	0.918	0.916	0.912	0.907	0.901	0.895	0.887	0.879
LCB desde la CM (+ hacia proa) (m)	0.8	1.0	1.2	1.4	1.5	1.7	1.9	2.0	2.2	2.3	2.4	2.5	2.5	2.4	2.2	1.9	1.5
LCF desde la CM (+ hacia proa) (m)	-3.3	-3.0	-2.6	-2.2	-1.8	-1.3	-0.9	-0.4	0.1	0.8	1.5	2.2	3.1	4.0	4.9	5.8	6.6
KB (m)	6.8	6.5	6.3	6.0	5.7	5.5	5.2	4.9	4.7	4.4	4.1	3.9	3.6	3.4	3.1	2.8	2.6
BM <sub>t</sub> (m)	6.9	7.1	7.4	7.7	8.1	8.5	8.9	9.4	9.9	10.4	11.1	11.7	12.5	13.3	14.3	15.5	16.9
BM <sub>L</sub> (m)	318.9	329.9	341.7	354.4	367.4	381.7	398.1	415.1	434.0	454.2	476.0	500.7	526.7	556.9	592.4	634.9	687.2
KM <sub>t</sub> (m)	13.7	13.7	13.7	13.7	13.8	13.9	14.1	14.3	14.6	14.9	15.2	15.6	16.1	16.7	17.4	18.3	19.5
KM <sub>L</sub> (m)	325.7	336.4	348.0	360.4	373.2	387.2	403.3	420.1	438.7	458.6	480.2	504.6	530.4	560.2	595.5	637.7	689.8
Toneladas por cm de inversión (t/cm)	69.5	69.3	69.0	68.8	68.5	68.2	67.9	67.5	67.2	66.8	66.3	65.7	65.1	64.5	63.8	63.2	62.5
Momento trimado (t·m)	1181.3	1169.7	1157.8	1145.1	1129.8	1114.5	1100.9	1084.6	1067.9	1048.8	1027.7	1006.5	981.2	956.1	931.7	907.8	885.5

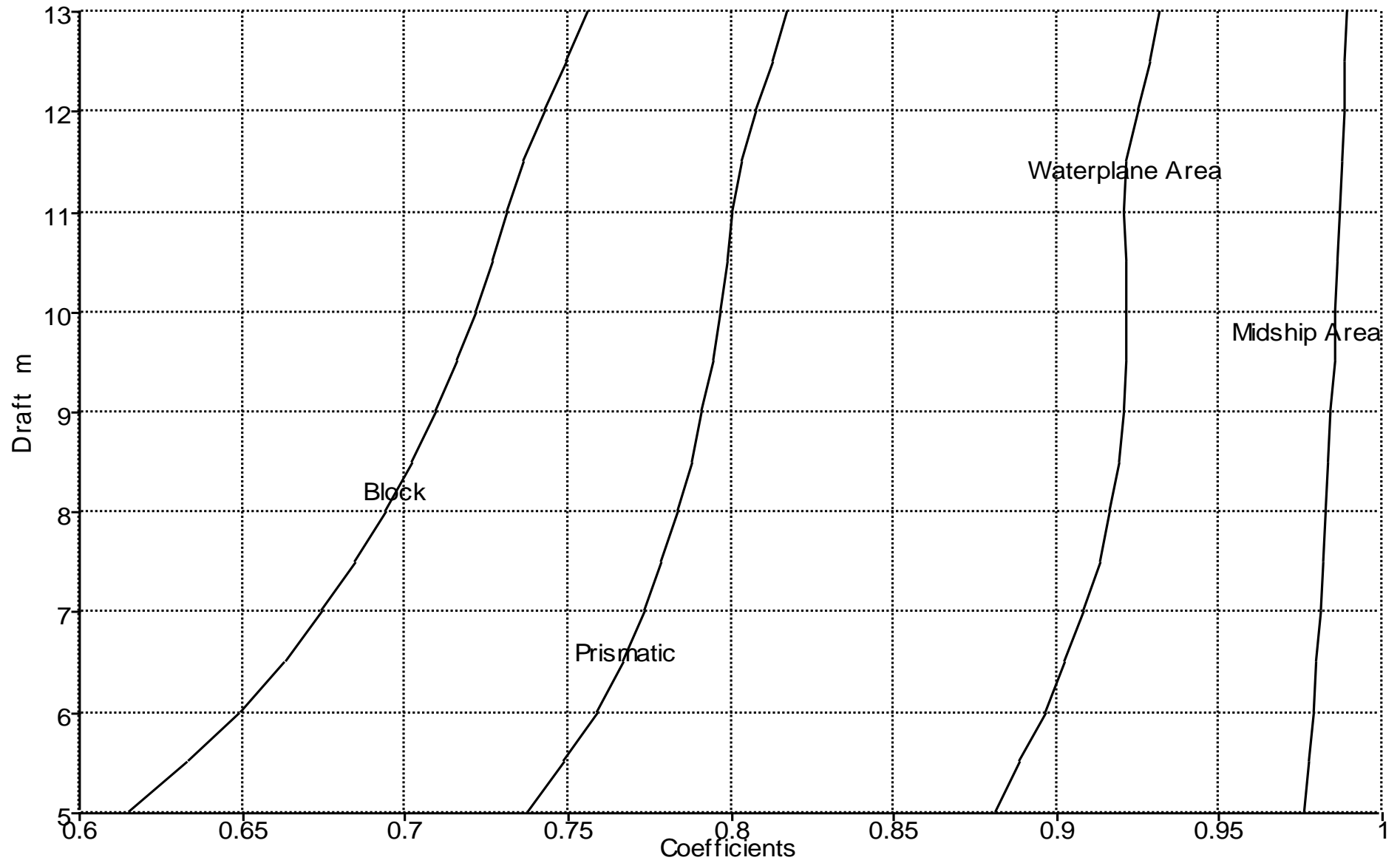




Trimado +3.2844 m.

Calado CM (m)	13.0	12.5	12.0	11.5	11.0	10.5	10.0	9.5	9.0	8.5	8.0	7.5	7.0	6.5	6.0	5.5	5.0
Desplazamiento (t)	81931	78458	74996	71548	68112	64692	61286	57895	54522	51168	47837	44531	41253	38007	34793	31613	28465
Calado Pproa (m)	11.4	10.9	10.4	9.9	9.4	8.9	8.4	7.9	7.4	6.9	6.4	5.9	5.4	4.9	4.4	3.9	3.4
Calado Ppopa (m)	14.6	14.1	13.6	13.1	12.6	12.1	11.6	11.1	10.6	10.1	9.6	9.1	8.6	8.1	7.6	7.1	6.6
Eslora flotación (m)	226.3	226.3	226.3	226.3	225.5	224.5	223.5	222.4	221.4	220.4	219.5	218.5	217.6	216.8	216.1	215.7	215.4
Manga flotación (m)	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2
Superficie mojada (m <sup>2</sup> )	11459	11220	10982	10743	10503	10264	10027	9787	9548	9306	9062	8815	8568	8317	8068	7821	7577
Superficie flotación (m <sup>2</sup> )	6787	6764	6740	6715	6687	6657	6630	6597	6562	6522	6475	6426	6366	6301	6237	6173	6111
Coef. Prismático	0.817	0.813	0.808	0.803	0.801	0.799	0.797	0.794	0.791	0.788	0.784	0.779	0.773	0.767	0.759	0.749	0.737
Coef. Bloque	0.756	0.749	0.743	0.736	0.731	0.727	0.721	0.716	0.709	0.702	0.694	0.685	0.674	0.663	0.649	0.633	0.614
Coef. de la Maestra	0.989	0.988	0.988	0.988	0.987	0.986	0.986	0.985	0.984	0.983	0.983	0.982	0.981	0.980	0.979	0.978	0.976
Coef. Flotación	0.931	0.928	0.925	0.922	0.921	0.921	0.921	0.921	0.920	0.919	0.916	0.913	0.908	0.903	0.896	0.889	0.881
LCB desde la CM (+ hacia proa) (m)	0.4	0.6	0.7	0.9	1.1	1.2	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.8	1.8	1.7	1.4	1.1	0.6
LCF desde la CM (+ hacia proa) (m)	-3.4	-3.1	-2.7	-2.3	-1.9	-1.4	-1.0	-0.5	0.0	0.6	1.3	2.0	2.9	3.8	4.7	5.6	6.4
KB (m)	6.8	6.5	6.3	6.0	5.8	5.5	5.2	5.0	4.7	4.4	4.2	3.9	3.6	3.4	3.1	2.8	2.6
BM <sub>t</sub> (m)	6.9	7.1	7.4	7.7	8.1	8.5	8.9	9.4	9.9	10.5	11.1	11.8	12.5	13.4	14.4	15.5	17.0
BM <sub>L</sub> (m)	319.6	330.7	342.6	355.3	368.7	383.1	399.6	416.8	436.0	456.5	478.6	503.8	530.5	560.6	596.7	639.3	691.7
KM <sub>t</sub> (m)	13.7	13.7	13.7	13.8	13.8	14.0	14.1	14.3	14.6	14.9	15.2	15.7	16.1	16.7	17.5	18.4	19.6
KM <sub>L</sub> (m)	326.4	337.2	348.9	361.3	374.5	388.6	404.8	421.8	440.6	460.9	482.8	507.7	534.1	564.0	599.8	642.2	694.3
Toneladas por cm de inversión (t/cm)	69.6	69.3	69.1	68.8	68.6	68.3	68.0	67.6	67.3	66.9	66.4	65.9	65.3	64.6	63.9	63.3	62.6
Momento trimado (t·m)	1184.3	1172.9	1161.1	1148.3	1134.1	1118.9	1105.3	1089.2	1072.7	1054.1	1033.2	1012.4	987.7	961.8	937.4	912.9	889.8

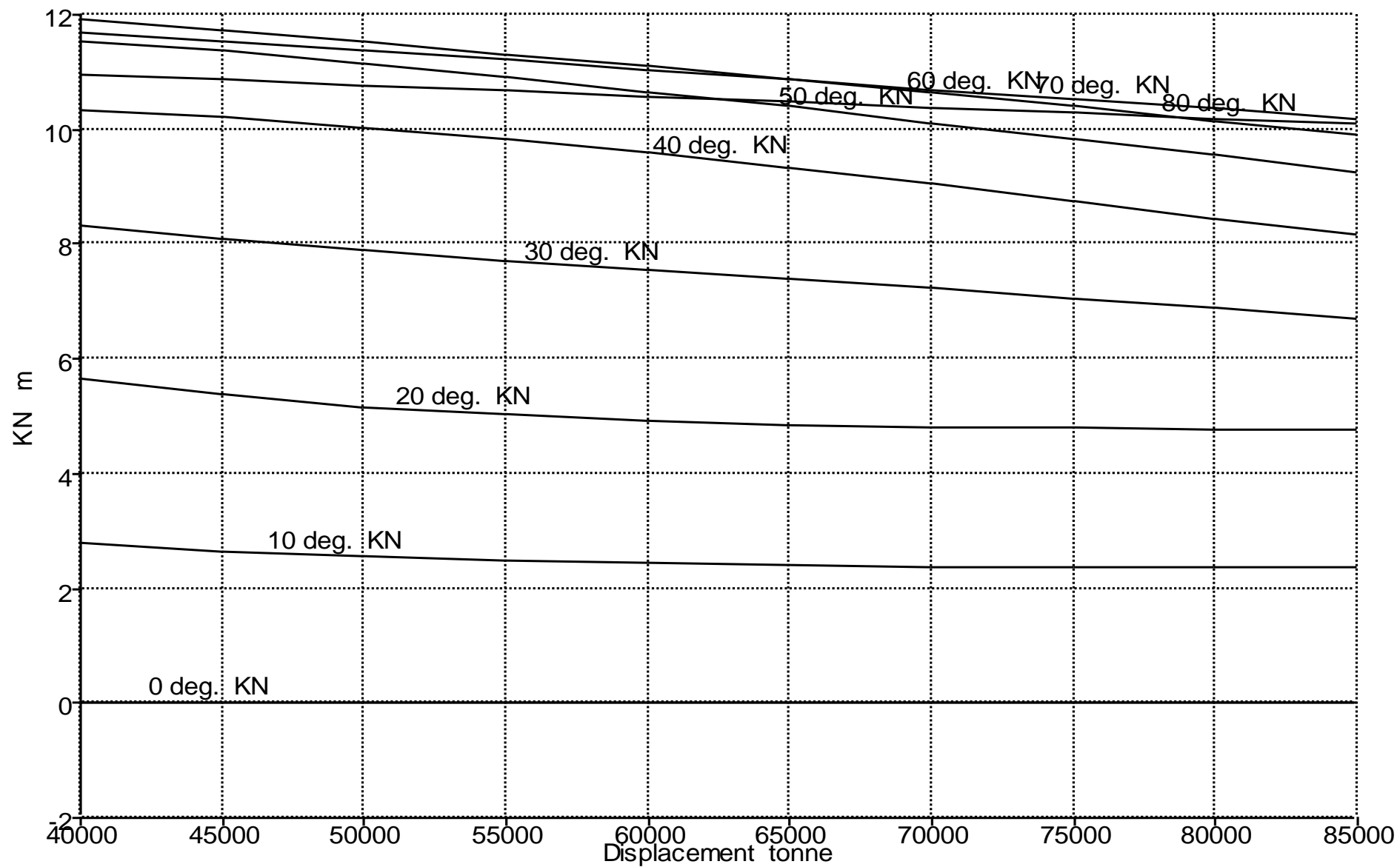




## Anexo II

### Curvas KN.

Grados (°)										
Desplazamiento (t)		0	10	20	30	40	50	60	70	80
	40000	0	2.778	5.658	8.336	10.337	11.545	11.916	11.674	10.946
	45000	0	2.648	5.376	8.098	10.212	11.363	11.736	11.532	10.862
	50000	0	2.556	5.17	7.886	10.039	11.148	11.534	11.376	10.771
	55000	0	2.49	5.023	7.701	9.829	10.911	11.319	11.212	10.675
	60000	0	2.443	4.921	7.546	9.59	10.659	11.096	11.043	10.576
	65000	0	2.409	4.852	7.395	9.328	10.396	10.868	10.871	10.476
	70000	0	2.387	4.81	7.233	9.047	10.124	10.636	10.700	10.377
	75000	0	2.374	4.787	7.062	8.753	9.843	10.401	10.529	10.281
	80000	0	2.371	4.781	6.884	8.456	9.555	10.163	10.358	10.188
	85000	0	2.375	4.77	6.697	8.164	9.259	9.922	10.188	10.098





# Cuadernillo 6.

## Cálculos de potencia, propulsor y timón.

---

Petrolero de crudo Panamax 65000TPM



Tutor: Don Ignacio Díez de Ulzurrun

Proyecto Final de Carrera número: 091

## Índice

1.	Introducción .....	4
1.1.	Introducción al bloque 2 .....	4
1.2.	Introducción al cuadernillo 6.....	4
2.	Estimación de la resistencia al avance .....	4
3.	Selección del conjunto de propulsión .....	7
4.	Cálculo del propulsor óptimo.....	8
4.1.	Consideraciones previas.....	8
4.2.	Diámetro máximo permitido de la hélice.....	9
4.3.	Resultados .....	10
4.4.	Análisis de resultados y elección del propulsor óptimo.....	10
4.5.	Geometría de la hélice .....	12
5.	Selección del motor principal.....	12
6.	Timón.....	13
6.1.	Objetivo del timón.....	13
6.2.	Diseño del timón .....	14
6.2.1.	Altura del timón (h) .....	14
6.2.2.	Área proyectada de la pala ( $A_r$ ) .....	14
6.2.3.	Cuerda del timón (c).....	15
6.2.4.	Relación de alargamiento (L).....	15
6.2.5.	Espesor (t).....	15
6.2.6.	Relación de espesor (E) .....	15
6.3.	Relación de compensación ( $R_c$ ) .....	16
6.3.1.	Cálculo del centro de presiones de la pala del timón .....	16
6.3.2.	Par en la mecha .....	17
6.3.3.	Superficie de compensación .....	17
6.4.	Selección del timón .....	18
7.	Maniobrabilidad .....	19
7.1.	Facilidad de gobierno .....	20
7.2.	Facilidad de evolución .....	21
7.3.	Facilidad de cambio de rumbo .....	22
7.3.1.	Diámetro de giro .....	22

7.3.2.	Diámetro táctico.....	22
7.3.3.	Avance .....	22
7.3.4.	Caída o transferencia.....	22
7.4.	Potencia del servomotor .....	22
8.	Croquis del codaste .....	24
9.	Análisis de las vibraciones.....	24
9.1.	Excitaciones de la hélice.....	24
9.2.	Excitación del motor.....	25
9.3.	Frecuencias propias del buque.....	25
10.	Bibliografía .....	27
11.	Índice de figuras y tablas.....	28

Anexo I. Geometría de la hélice

## 1. Introducción

### 1.1. Introducción al bloque 2

Todo el bloque 2 está relacionado entre sí y por ello se hará un cálculo iterativo, mostrando en los cuadernillos la decisión final. En este primer cuadernillo calcularemos el motor necesario para la propulsión así como la hélice óptima. Una vez calculemos esto tendremos que dimensionar la CCMM para ese motor (cuadernillo 7) pero además deberemos dimensionarla para que den servicio a todos los equipos auxiliares, tanto eléctricos como hidráulicos. Por ello una vez obtenido el motor necesario se calcularán todos los equipos relacionados con él (cuadernillo 8). Calculados dichos equipos se hará un balance eléctrico (cuadernillo 9) para escoger los motores auxiliares necesarios y los requerimientos tanto de refrigeración como de compresión de dichos motores auxiliares. Una vez tengamos escogidos unos motores auxiliares volveremos a calcular los equipos para abastecer también a los motores auxiliares y recalcularemos la planta eléctrica de nuevo, y finalmente se hará la disposición de la CCMM en el cuadernillo 7.

Como hemos podido observar todo este bloque guarda una íntima relación y debe tener al menos dos iteraciones para hacer bien todos los cálculos, y que estos cálculos sean fiables.

### 1.2. Introducción al cuadernillo 6

El objetivo de este cuadernillo es la búsqueda de un conjunto motor-propulsor óptimo para la carena del buque. Todos los datos aquí expuestos vienen calculados a través de fórmulas empíricas, sacadas a su vez de regresiones estadísticas de diferentes ensayos y experiencias. La recomendación de los firmantes de este proyecto es que para poder evaluar correctamente, tanto la resistencia como la propulsión y la maniobrabilidad de un buque se han de hacer ensayos en un canal hidrodinámico.

## 2. Estimación de la resistencia al avance

Para la estimación de la potencia propulsora necesaria para que el buque proyecto navegue a 12 nudos estando al 80 % de la máquina, se ha utilizado el método de J. Holtrop y G.G.J. Mennen. Dicho método, publicado en [1] y [2], procede de un estudio estadístico de resultados de ensayos con modelos en el canal de Wageningen, MARIN, y de sus posteriores pruebas de mar. En todas las referencias consultadas se refieren a dicho método como el apropiado e idóneo, si no se disponen de ensayos en canal, para un buque de nuestras características, es decir para un buque petrolero.

El método consiste en sacar coeficientes y aplicarlos a diferentes fórmulas empíricas en función de diferentes parámetros mostrados a continuación.

- Eslora entre perpendiculares (m)
- Eslora en la flotación (m)
- Manga (m)
- Calado (m)
- Volumen de carena ( $m^3$ )
- Superficie mojada ( $m^2$ )

- Coeficiente prismático
- Coeficiente de la flotación
- Semiángulo de entrada en la flotación ( $^{\circ}$ )
- Posición longitudinal del centro de carena (en m)
- Si dispone o no de bulbo (en caso afirmativo habría que tener en cuenta área del bulbo así como la posición del centro de de áreas de dicha área)
- Calado en la popa (m)
- Tipo de popa

En dicho método es posible modificar también diferentes constantes.

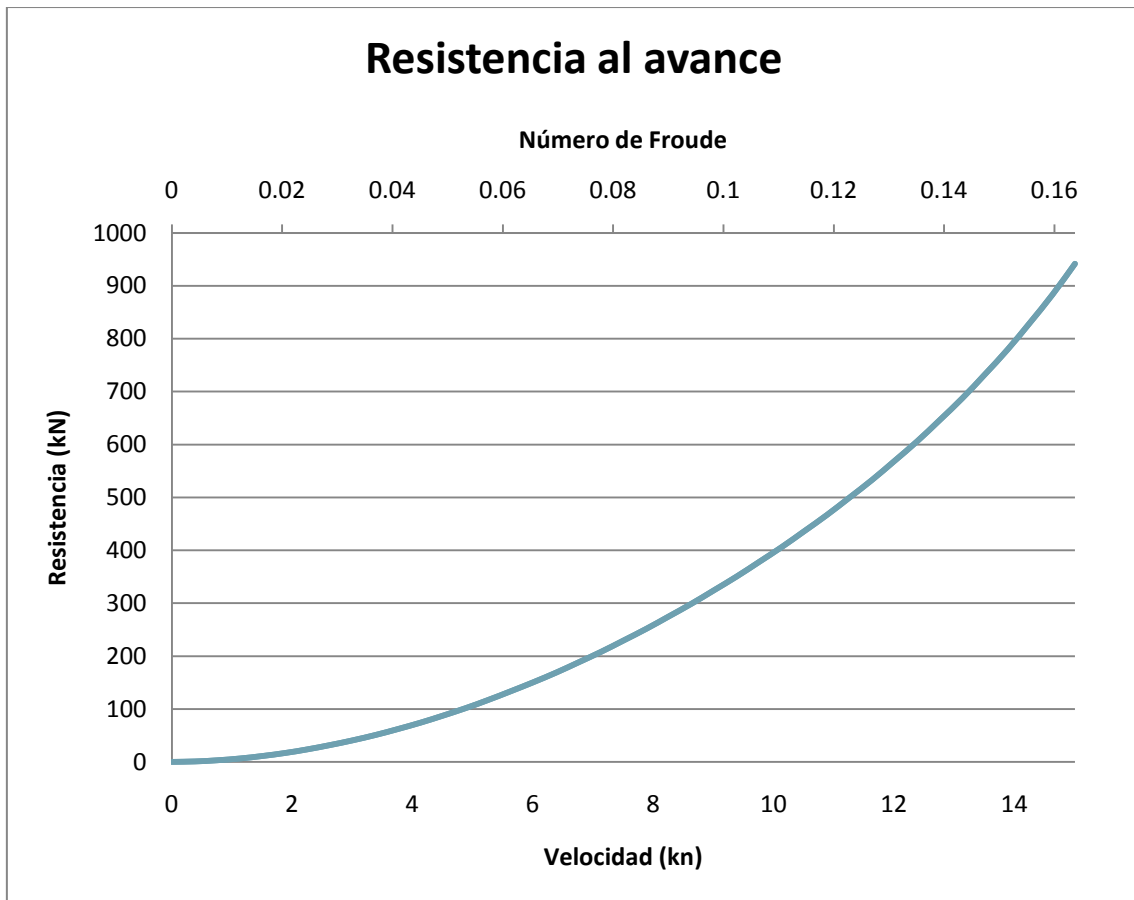
- Rugosidad del casco (aconsejada en [3] utilizar 150 micras)
- Viscosidad cinemática  $\text{m}^2/\text{s}$
- Densidad del agua de mar  $\text{kg}/\text{m}^3$

Todas las ecuaciones para sacar los coeficientes del método Holtrop están programadas en diferentes softwares. En nuestro caso utilizaremos el software Hullspeed por su facilidad de uso.

La forma de cálculo del método de Holtrop es ir consiguiendo por la formulación empírica los diferentes tipos de resistencia, para finalmente sumar todas las resistencias. Las resistencias que calcula son las siguientes:

- Resistencia viscosa. Donde la parte de la resistencia de fricción viene calculada según la ITTC-1957 y el coeficiente  $k$  es el que viene estudiado según métodos empíricos. Se tiene además en este apartado en cuenta el tipo de popa que tiene el buque.
- Resistencia de los apéndices. En nuestro caso hemos añadido tan sólo un apéndice, el timón, con un coeficiente de fricción de 1.5. En la primera iteración del buque se ha utilizado una superficie mojada de  $16 \text{ m}^2$ . Una vez hemos sabido con esta primera aproximación la superficie del timón se ha corregido. Los resultados mostrados aquí son los resultados con la segunda iteración, es decir con  $36.04 \text{ m}^2$ .
- Resistencia por formación de olas. En este apartado se tiene en cuenta la existencia o no de bulbo.
- Resistencia de presión debida al bulbo cerca de la flotación. No ha lugar en nuestro proyecto.
- Resistencia adicional debida a la inmersión del espejo. No ha lugar en nuestro proyecto, pues el buque navega, en condiciones normales, teniendo el espejo completamente en la obra muerta.
- Resistencia por correlación modelo-buque. Se tiene en cuenta la rugosidad del casco del buque final. Este apartado viene como resistencia añadida debido a que los estudios empíricos hechos para desarrollar este método fueron primero estudios de ensayos en canales.

Los datos resultantes al aplicar el método de Holtrop a la predicción de potencia propulsora vienen mostrados en la figura 1 y en la figura 2.



*Figura 1. Resistencia al avance del buque*

## Potencia de remolque (EHP)

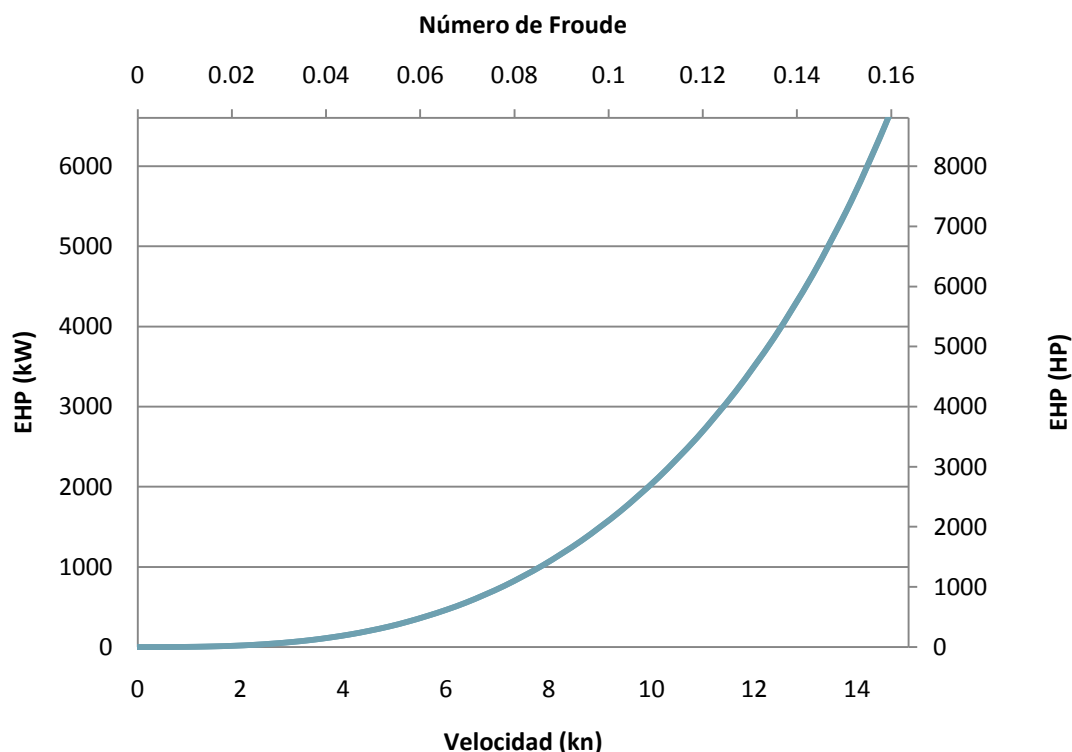


Figura 2. Potencia de remolque del buque, EHP.

**El valor EHP a 12 nudos es de 3510.7 kW.**

Como dato anecdótico decir que haciendo el cálculo por el método de Holtrop del mismo buque pero con una sección del bulbo de proa recomendada para este buque, la resistencia al avance era mayor, lo que ayuda a confirmar nuestra elección de no optar por bulbo de proa.

### 3. Selección del conjunto de propulsión

Habiendo estudiado la base de datos de nuestro proyecto, y analizando su configuración, observamos que todos los buques de estas características poseen una sola línea de ejes. Sobre la utilización de motores lentos o semirrápidos con reductora hay más diversidad siendo sin embargo común la utilización de un motor lento.

Por las razones anteriores, y porque en nuestro primer dimensionamiento no tenemos problemas de espacio en la cámara de máquinas, vamos a elegir la opción de un motor lento que fue para la que se prediseñó la cámara de máquinas en el cuadernillo de disposición general. Con ello nos evitamos poner una reductora. Esto implica que las revoluciones podrán variar entre 80 y 130 revoluciones por minuto.

Respecto a la hélice, esta será una hélice de paso fijo. El número de palas ha sido estudiado de una manera teórica. Las opciones varían entre 3 palas y 5 palas. La utilización de 3 palas suele dar problemas de cavitación por estar demasiado cargadas, lo que conllevaría a

vibraciones extras innecesarias, y por lo tanto a un estudio propio de dichas vibraciones, además de un desgaste de la hélice que acortaría su vida útil, junto con un mal funcionamiento del propulsor. 5 palas por norma general suelen dar menor rendimiento y no son de uso general en este tipo de buques.

Por lo tanto en nuestro caso la hélice a proyectar será de 4 palas, que es por norma general en barcos de estas características, la hélice más utilizada y con mejores características propulsivas.

## 4. Cálculo del propulsor óptimo

### 4.1. Consideraciones previas

Para el cálculo del propulsor óptimo se utilizará la serie sistemática B de Wageningen, pues dicha hélice depende de unos parámetros que estudiaremos para conseguir la hélice con mayor rendimiento.

El único dato que tenemos hasta este punto en el proyecto es la potencia de remolque, es decir la resistencia que tiene el buque para avanzar a una determinada velocidad. En este apartado sabremos cuanta de esa potencia es capaz de transmitir la hélice que es lo que vamos a denominar rendimiento propulsivo de la hélice. En este momento ya tenemos la potencia que necesitaría el motor para poder mover al buque a esa velocidad, pero esa velocidad la alcanza al 80% de la máquina por lo que tendremos que ver al 100% qué potencia utilizaría.

Las ecuaciones que intervienen en el estudio de la propulsión en su conjunto son las mostradas a continuación.

$$BHP = \frac{EHP}{\eta_{prop}}$$

$$\eta_{prop} = \eta_0 \cdot \eta_{rr} \cdot \eta_{mec} \cdot \frac{1-t}{1-w}$$

$$\eta_0 = \frac{J \cdot K_T}{2 \cdot \pi \cdot K_Q}$$

$$J = \frac{V_A}{n \cdot D}$$

El rendimiento mecánico suele estar entre el 96-99% en buques de una sola línea de ejes. En nuestro caso el rendimiento le tomaremos como el 98% al ser la línea de ejes bastante corta.

$$\eta_{mec} = 0.96 \sim 0.99 \xrightarrow{\text{en nuestro caso}} 0.98$$

El rendimiento rotativo relativo ( $\eta_{rr}$ ) viene definido por fórmulas empíricas realizadas por J.Holtrop en [1]. Igualmente el coeficiente de estela (w) y el coeficiente de succión (t) vienen definidos y estudiados en la misma publicación. El caso idóneo es el estudio de la hélice



particular en un canal de ensayos pues las fórmulas aquí utilizadas para dichos coeficientes son una aproximación.

Los coeficientes  $K_T$  y  $K_Q$  vienen definidos por:

$$K_T = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4}$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5}$$

Sin embargo, sin pruebas en canal específicas, dichos coeficientes se tienen que aproximar para conseguir el propulsor que mejor se aproxime a la carena del buque. Para ello Oosterveld y Van Oossanen, [3], analizaron las características de todos los propulsores de la serie B de Wageningen, en aguas libres. Posteriormente hicieron la corrección mediante la ITTC-78. Los resultados de sus análisis dieron unas funciones,  $f_1$  y  $f_2$ , que en función de los distintos coeficientes hacen que queden los coeficientes de empuje y par definidos.

$$K_T = f_1 \left( J, \frac{P}{D}, \frac{A_E}{A_0}, z \right)$$

$$K_Q = f_2 \left( J, \frac{P}{D}, \frac{A_E}{A_0}, z \right)$$

En el propio análisis de la hélice se comprueba que no cavite. Para ello se utiliza el método de Keller que busca la relación entre  $A_E/A_0$  (relación área disco) para ver si cavita o no la hélice. Sin embargo este método no asegura la no aparición de cavitación y se debería realizar un estudio más profundo por teoría de circulación examinando todas las secciones de la pala.

## 4.2. Diámetro máximo permitido de la hélice

La altura de la línea de ejes es de 3.63 metros, por lo que el diámetro máximo (sin estudiar todavía los huelgos exigidos por la sociedad de clasificación ni el MARPOL) es de 7.26 metros. La regla 13 del MARPOL 73, donde habla del lastre segregado indica<sup>1</sup> que:

- El calado del buque en el centro del buque en la situación de lastrado sólo con los tanques de segregado y sin consumos no será inferior a  $T_L = 2 + 0.02 \cdot L_{pp}$ . En nuestro caso este valor es 6.379 m.
- El asiento del buque en dicha situación no será superior a  $T_{pp} - T_{pr} = 0.015 \cdot L_{pp}$ . En nuestro caso esto es 3.284 m.
- En cualquier caso el calado en la perpendicular de popa no será nunca inferior al necesario para garantizar la inmersión total de la hélice.

Es decir que sin trimado el calado mínimo del buque ha de ser 6.379 m. en la perpendicular de popa, pero si añadimos la posibilidad de un trimado de 3.284 m. el calado mínimo en popa con dichos lastres puede ser de 8.432 metros, es decir que con la restricción por la altura de línea de ejes ya cumple las condiciones exigidas por el MARPOL.

<sup>1</sup> Ya se indicó en el cuadernillo 3 dicha regla y se comprobó la estabilidad para este trimado en el cuadernillo 5.

Por ello se harán los estudios de la hélice desde diámetros de 6 metros hasta diámetros de 7.20 metros, con aumentos de 20 cm en el diámetro de la hélice. Las revoluciones se estudiarán desde 80 rpm hasta 120 rpm, con aumentos de 5 rpm.

### 4.3. Resultados

Los resultados mostrados en la tabla 1 y 2 son los calculados con el programa MIOR de la cátedra de motores de la E.T.S.I. Navales y Oceánicos y realizado por dicho departamento. En dicha tabla se muestran las hélices óptimas entre 6 y 7.2 metros y entre 80 y 120 revoluciones por minuto. Todas las hélices mostradas a continuación no cavitan según el criterio de Keller.

D (m)	RPM	1-w	1-t	$\eta_{rr}$	$\eta_o$	$\eta_{prop}$	J	KT	KQ
6	100	0.4698	0.7343	1.0251	0.3949	<b>0.6392</b>	0.2900	0.20779	0.02844
6.2	90	0.4814	0.7375	1.0381	0.4177	<b>0.671</b>	0.3195	0.22271	0.02696
6.4	85	0.4859	0.7384	1.0383	0.4296	<b>0.6847</b>	0.3309	0.21964	0.02677
6.6	80	0.4901	0.7392	1.0384	0.4410	<b>0.6978</b>	0.3438	0.21898	0.02703
6.8	80	0.4939	0.7402	1.0385	0.4507	<b>0.7087</b>	0.3363	0.1931	0.02279
7	80	0.4974	0.7411	1.0387	0.4552	<b>0.7116</b>	0.3290	0.17208	0.01967
7.2	80	0.5007	0.7421	1.0388	0.4561	<b>0.7092</b>	0.3220	0.15376	0.01716

Tabla 1. Características de las hélices óptimas de diferentes diámetros y RPM

D (m)	$A_E/A_0$	P/D	C	T/C
6	0.467	0.72	1.452	0.055778
6.2	0.246	0.8011	0.79	0.105922
6.4	0.243	0.8015	0.806	0.107158
6.6	0.241	0.8098	0.823	0.108308
6.8	0.238	0.7327	0.839	0.109381
7	0.236	0.6706	0.856	0.110383
7.2	0.234	0.6165	0.873	0.111319

Tabla 2. Características geométricas de las hélices óptimas.

Haciendo un análisis de los resultados obtenidos se puede decir que el valor de la estela es un poco más alto de lo normal, lo que implica que la carena frena bastante al fluido que le llega a la hélice. Un valor empírico del coeficiente 1-w viene dado por Taylor ( $w=0.5 \cdot C_b \cdot 0.05$ ) dándonos un valor de 0.63, lo que demuestra que estelas (w) superiores a 0.5 no se suelen dar, mientras que en nuestro caso se dan en todas las hélices estudiadas.

Sin embargo los valores del coeficiente de succión están de acuerdo a la formulación empírica utilizada por Taylor ( $t=0.6 \cdot w$ ) aunque dicha formulación esté en función de la estela. Ambos valores se tomarán como válidos y aceptables, aunque no óptimos.

### 4.4. Análisis de resultados y elección del propulsor óptimo.

Para analizar qué hélice es la óptima tenemos que ver cuanta potencia va a demandar al motor para que nos esta nos dé el empuje necesario. Para ello la potencia mínima nominal del motor será los EHP entre el rendimiento propulsivo. Pero esto nos daría exclusivamente la potencia necesaria para que el buque se moviese a 12 nudos. Sin embargo según

especificaciones 12 nudos es al 80% de la máquina por lo que hay que dividir dicha potencia entre 0.8.

D (m)	Potencia nominal (kW)
6.0	6866.0
6.2	6540.6
6.4	6409.7
6.6	6289.4
6.8	6192.7
7.0	6167.4
7.2	6188.3

*Tabla 3. Potencias nominales mínimas necesarias con cada una de las hélices.*

Analizando los resultados la hélice de la serie B de Wageningen con mayor rendimiento propulsivo es la hélice de 7 metros de diámetro a 80 RPM. Sin embargo dicha hélice deja de ser óptima cuando aumentas las revoluciones a más de 95 revoluciones por minuto.

Analizando diferentes motores de diferentes marcas no existe en el mercado un motor que tenga su zona de trabajo a tan bajas revoluciones con tan baja potencia. Por ello hemos de reducir el tamaño de la hélice para que sea óptima y no cavite en el rango de velocidades que tienen los motores en el mercado. Haciendo un análisis a cada una de las hélices junto con posibles motores del mercado observamos que la hélice de mayor diámetro (mejor rendimiento) que se adapta a dichos motores es la de 6.4 metros de diámetro.

En la figura 3 mostramos la curva de funcionamiento de dicho propulsor.

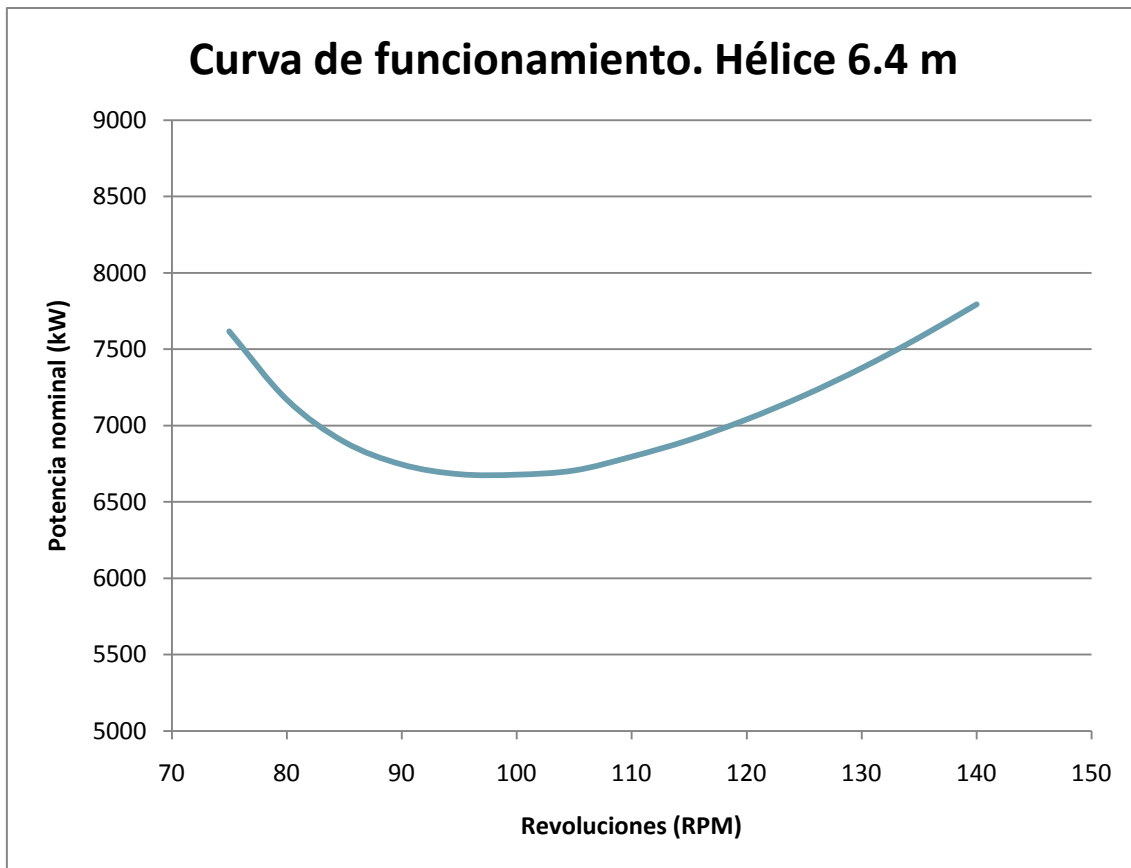


Figura 3. Curva de Funcionamiento para la hélice de 6.4 metros

#### 4.5. Geometría de la hélice

La geometría de la hélice y todos los parámetros para definirla se encuentran en el anexo I. Dicho anexo es una salida del mismo programa de ordenador utilizado anteriormente. Se dan dichos datos para la comprobación de la geometría en cualquier radio de la hélice.

### 5. Selección del motor principal

Se han analizado motores de dos casas de fabricantes, de MAN y de Wärtsila. El problema general que hemos tenido, es el encontrar un motor de tan baja potencia y que fuese lento, debido a que con la potencia que tenemos no queríamos poner una reductora, por los problemas de mantenimiento, coste y empacho que tiene. Por ello al analizar los motores estudiados hemos optado por uno óptimo. Dicho motor debería tener el rango de trabajo en la parte de mayor rendimiento de la hélice (aproximadamente 100 rpm), pero al ser la potencia propulsora tan pequeña no ha sido posible encontrar un motor de estas características. Sin embargo la zona de trabajo del motor no se encuentra muy alejada de la zona de máximo rendimiento de la hélice. Con todo ello el motor que se ha considerado óptimo es el MAN B&W S46 ME-B8 de 6 cilindros, con una potencia máxima por cilindro de 1380 kW.

Mostramos en la figura 4 la curva de trabajo donde la intersección entre la recta verde y la curva de Funcionamiento nos da el punto óptimo de trabajo que es en el que el motor gira a 120 RPM desarrollando una potencia de 7040 kW.

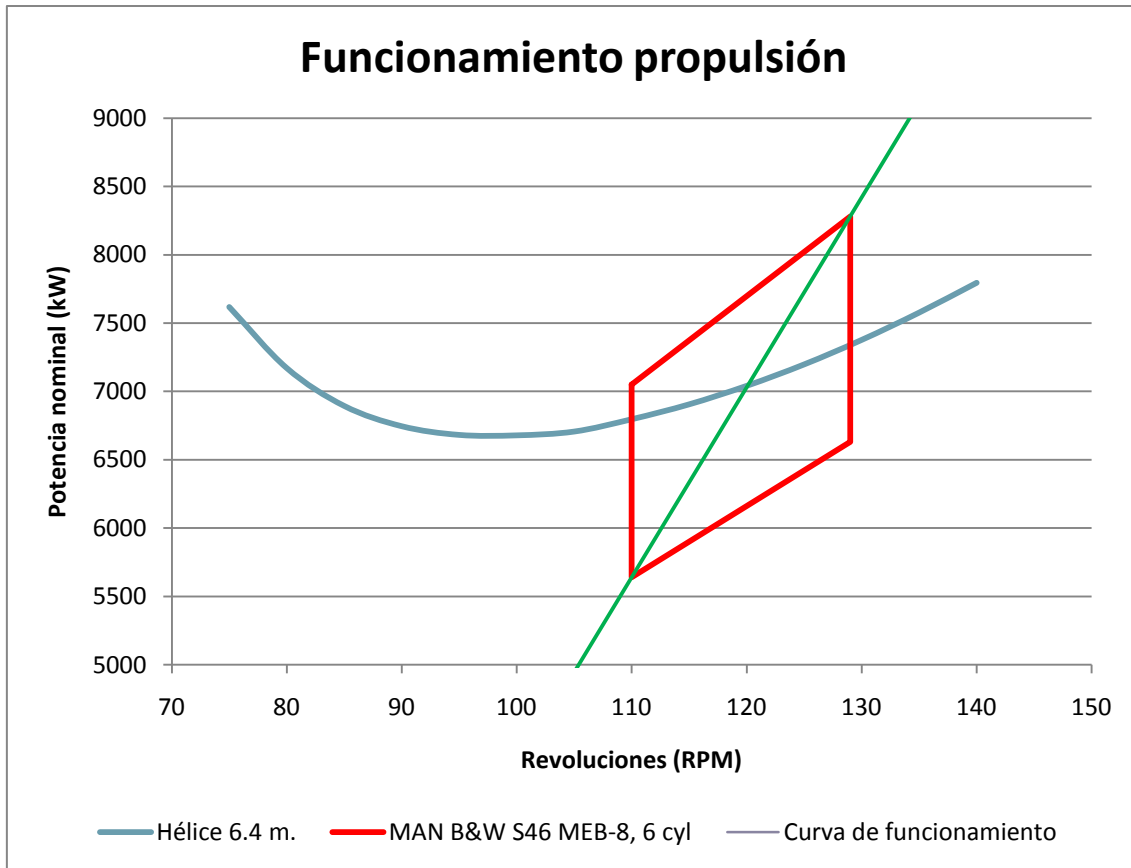


Figura 4. Funcionamiento de la propulsión.

## 6. Timón

### 6.1. Objetivo del timón.

El diseño del timón y el análisis del comportamiento en la mar serán estudiados y apoyado en base a [5]. El objetivo del timón es proporcionar una correcta maniobrabilidad por lo que su diseño busca que cumpla al menos unas condiciones mínimas aceptables de maniobrabilidad. Dichas condiciones han sido establecidas con diferentes criterios, que son:

- **Capacidad de evolución:** es la relación entre el diámetro de giro y la eslora del buque. Cuanto más pequeño sea este valor menor será el diámetro de evolución y por lo tanto mejor maniobrabilidad presentará el buque. Para ello se le somete al buque a un cambio de rumbo fuerte de al menos 180° y en un espacio físico reducido.
- **Estabilidad en ruta:** este factor determina la estabilidad del rumbo del buque con el timón a la vía. Esta cualidad es tanto mejor cuanto menor actividad se requiera del timón, tanto en amplitud como en frecuencia. En pruebas de mar se evalúa a través de las dimensiones del ciclo de histéresis y del índice T' de Nomoto.
- **Facilidad de cambio de rumbo:** mide la capacidad para cambiar de ruta o trayectoria en el menor espacio y con la mayor rapidez posible. Mide la habilidad del buque para cambiar de trayectoria en el menor espacio posible y

con la mayor rapidez posible. La forma de evaluarlo es a través del número P de Norrbín, que es el ángulo de rumbo girado por unidad de ángulo de caña empleado cuando el buque navega una eslora desde el accionamiento del timón. Una vez realizada la prueba el valor del número P de Norrbín ha de ser mayor de 0,2, lo que implica que el buque ha cambiado más de 7° cuando el ángulo es de 35° después de desplazarse una eslora.

## 6.2. Diseño del timón

El timón del buque a proyectar será un timón tipo Mariner del tipo semicompensado. Este tipo de buques en la actualidad llevan este tipo de timón por sus características hidrodinámicas ayudando a la maniobrabilidad del buque. Además con este tipo de timones reducimos el par de adrizamiento bajando el centro de presiones con lo que conseguimos un mayor rendimiento. En cuanto a su mecanismo estructural, al estar apoyado en el codaste reducimos los esfuerzos soportados por la mecha del timón.

### 6.2.1. Altura del timón (h)

La altura máxima del timón viene fijada por la altura del vano del codaste medida en la mecha del timón. Dicha altura en nuestro caso es de 8.81 m. A esta altura debemos restarle una distancia mínima entre el canto alto del timón y el casco, que debe ser de al menos el 6% de dicha altura. Además debemos restarle un 8% por el canto bajo del timón hasta la línea de base del buque.

Por lo tanto:

$$h_{max} = 8.81 \cdot (1 - 0.06 - 0.08) = 7.58 \text{ m}$$

Estudios de D. Gonzalo Pérez recomiendan que la altura mínima del timón venga en función de la hélice, concretamente del diámetro de esta. Recomienda que sea de al menos un 15% mayor que el diámetro de la hélice.

$$h_{min} = 6.4 \cdot 1.15 = 7.36 \text{ m}$$

Elegimos la opción de la  $h_{max}$  puesto que estudiando el área mínima recomendada nos saldría un timón con demasiada cuerda si escogiésemos una altura menor.

Por lo tanto la altura del timón será de 7.58 metros.

### 6.2.2. Área proyectada de la pala ( $A_r$ )

Normalmente el área de del timón se suele tomar como un porcentaje del área de deriva. Dicho porcentaje varía entre el 1.5 y el 2.5 % del producto de  $L_{pp} \cdot T$ . Al aumentar el área del timón disminuye el diámetro de giro por lo que hay que tener en cuenta este punto. Según D. Gonzalo Pérez para buques petroleros el valor 1.6 % suele ser apropiado.

$$A_r = 0.016 \cdot 218.95 \cdot 12.95 = 45.37 \text{ m}^2$$

Sin embargo existen otras fórmulas para obtener este mismo dato. Presentamos aquí la fórmula que Japón presentó a la IMO,

$$A_r = 0.01 \cdot L_{pp} \cdot T \cdot \left( k_1 \cdot \frac{B}{L_{pp}} \cdot C_b + k_2 \right)$$

$$K_1 = \frac{54}{7.2 - 30 \cdot V/L_{pp}}$$

$$K_2 = 0.0008 \cdot \frac{B}{T} \cdot \left( \frac{L_{pp}}{(B \cdot C_b)^2} \right)$$

Dándonos como resultado un área de 34.06 m<sup>2</sup>. El área calculada por esta fórmula es el más preciso pues toma más valores para el cálculo del área del timón. Dichos valores incluyen la velocidad o el C<sub>b</sub> que son muy significativos en nuestro proyecto. Tomaremos por lo tanto esta área como válida. Además áreas mayores conllevarían cuerdas muy altas y la relación de alargamiento se vería perjudicada.

### 6.2.3. Cuerda del timón (c)

La cuerda del timón se define como la dimensión del timón paralela al flujo entrante en él, es decir, el ancho de la pala del timón. Para calcularla debemos tener en cuenta la superficie ocupada por el cuerno del timón. Dicha superficie es de 8.2 m<sup>2</sup> siendo este dato obtenido de los buques de la base de datos, haciendo una proporción entre el área del timón y el área del cuerno del timón de los entre buques de los que disponíamos datos y el buque del que consta este proyecto. Con ello la cuerda se calcula como la suma del área del timón proyectada y el área del cuerno, dividida por la altura del timón.

$$c = \frac{A_r + A_c}{h} = \frac{34.06 + 8.2}{7.58} = 5.57 \text{ m}$$

### 6.2.4. Relación de alargamiento (L)

La relación de alargamiento es el cociente entre la altura y la cuerda del timón. Dicha relación se recomienda que esté entre 1.4 y 2.0. El límite inferior viene marcado por el par en la mecha, puesto que L bajos (cuerdas altas), conllevaría un par muy grande. El límite superior viene marcado por el hecho de que no haya desprendimientos de flujo. En nuestro caso,

$$L = \frac{7.58 \text{ m}}{5.57 \text{ m}} = 1.36$$

Aunque en nuestro caso dicha relación sea menor que lo recomendado, entendemos que tenemos que asumir el aumento de par en la mecha puesto que el área no debe bajarse más. Además, nuestro valor está muy próximo al valor mínimo recomendado.

### 6.2.5. Espesor (t)

El espesor es la distancia entre las dos caras del timón. Su cálculo viene condicionado por la relación de espesor, por ello realizaremos primero estos cálculos para después obtener el espesor.

### 6.2.6. Relación de espesor (E)

La relación de espesor es el cociente entre el espesor y la cuerda del timón. El rango de valores de esta relación suele estar, y es recomendable, entre 0.15 y 0.23. Para calcular la relación de espesor se estudia el ángulo de desprendimiento de la pala del timón. Dicho ángulo

debe ser superior a 35°. Si el ángulo de desprendimiento se produce por encima de dichos grados no afectará al timón puesto que el rango de trabajo de este es de -35° a 35°.

El ángulo de desprendimiento de flujo en el timón lo calculamos a través de la siguiente fórmula de la [6],

$$\theta_{desp} = 7.11 \cdot (1 + 7 \cdot E) \cdot \left(1 + \frac{1.25}{L}\right) \cdot \left(1 + 0.048 \cdot \sqrt{\ln\left(1 + \frac{8}{\pi} \cdot \frac{K_T}{J^2}\right)}\right) \cdot \frac{h}{D}$$

Donde todos los parámetro han sido mencionados anteriormente con la misma nomenclatura.

Mostramos los datos en la tabla 4

E	Desprendimiento
0.15	35.3
0.16	36.5
0.17	37.7
0.18	38.9
0.19	40.2
0.2	41.4
0.21	42.6
0.22	43.8
0.23	45.0

Tabla 4. Análisis del desprendimiento de flujo en el timón.

Escogeremos por lo tanto una relación de espesor de 0.16 para tener un margen respecto al ángulo de desprendimiento del timón. Por lo tanto con dicha relación obtenemos un espesor del timón de 0.891 m.

### 6.3. Relación de compensación ( $R_c$ )

Esta queda definida como el área que se encuentra a proa de la mecha del timón y el área total del timón. Para poder estudiarlo necesitamos conocer el centro de presiones en la pala del timón y el par soportado por la mecha del timón.

#### 6.3.1. Cálculo del centro de presiones de la pala del timón

Para ello vamos a utilizar la siguiente expresión donde los coeficientes quedarán definidos a continuación,

$$\frac{x}{c} = (1 - A \cdot \theta) \cdot (B + C \cdot \theta)$$

$$A = 0.00428$$



$$B = \frac{L}{L + 2.25} \cdot \frac{2.166 \cdot E}{1 + 0.644 \cdot \left(1 - e^{\frac{-0.375 \cdot K_T}{J^2}}\right)} = 0.0953$$

$$C = \left(1.268 - 3.6 \cdot E - 0.0083 \cdot \frac{K_T}{J^2}\right) \cdot 10^{-2} = 0.00673$$

Donde x es la distancia al centro de presiones del timón desde el canto de la proa del timón.

Por lo tanto la expresión adimensional de x/c queda de la siguiente forma:

$$\frac{x}{c} = (1 - 0.00428 \cdot \theta) \cdot (0.0953 + 0.00673 \cdot \theta)$$

### 6.3.2. Par en la mecha

Si  $x_0$  es la distancia desde la mecha del timón hasta el canto de proa del mismo, el valor del par necesario para mover el timón hasta un cierto ángulo viene dado por la siguiente expresión que resulta de tomar momentos de la fuerza normal (perpendicular al plano de simetría del timón) aplicada en el centro de presiones respecto del eje de giro del timón. Por lo tanto el par, Q, vendrá dado por la siguiente expresión,

$$Q = F_N \cdot \left(\frac{x}{c} - \frac{x_0}{c}\right) \cdot c$$

$$F_N = \frac{F_T}{c \cdot \cos \theta} = cte \cdot \frac{\theta}{c \cdot \cos \theta} = cte' \cdot \theta$$

### 6.3.3. Superficie de compensación

La superficie de compensación se calcula para que el par ejercido por el servomotor sea el mínimo y por lo tanto su potencia. El par que demanda el timón es función del ángulo de giro y su valor máximo dentro del rango de variación del timón se produce cuando el ángulo del timón es de 35°.

Con lo visto anteriormente, sabemos que el par viene definido por la siguiente función,

$$Q = cte' \cdot c \cdot \theta \cdot \left( (1 - A \cdot \theta) \cdot (B + C \cdot \theta) - \frac{x_0}{c} \right)$$

$$Q = cte' \cdot c \cdot \theta \cdot \left( \left(B - \frac{x_0}{c}\right) \cdot \theta + (C - A \cdot B) \cdot \theta^2 - A \cdot C \cdot \theta^3 \right)$$

Como buscamos que se minimice el par, derivamos la ecuación anterior y buscamos las condiciones que ha de cumplir para que a 35° el par tenga un mínimo.

$$\left. \frac{dQ}{d\theta} \right|_{\theta=35^\circ} = 0 \Rightarrow 3 \cdot A \cdot C \cdot \theta^2 - 2(C - A \cdot B) \cdot \theta - \left(B - \frac{x_0}{c}\right) = 0$$

Operando la ecuación anterior tenemos,

$$\frac{x_0}{c} = 0.432 \xrightarrow{c=5.57 \text{ m}} x_0 = 2.40 \text{ m}$$

Una vez conocida la posición de la mecha del timón, la relación de compensación vendrá dada por,

$$A_f = x_0 \cdot h = 18.192 \text{ m}^2$$

$$R_c = \frac{A_f}{A_r} \cdot 100 = 56.4\% A_r$$

#### 6.4. Selección del timón

Como resumen decir que el timón queda definido como,

- Altura del timón,  $h=7.58 \text{ m}$
- Cuerda,  $c=5.57 \text{ m}$
- Espesor máximo del timón,  $t=0.891 \text{ m}$
- Área proyectada de la pala,  $A_r=34.06 \text{ m}^2$
- Relación de alargamiento,  $L=1.36$
- Relación de espesor,  $E=0.16$
- Relación de compensación,  $R_c=56.4\% A_r$

El perfil escogido para nuestro timón es un perfil currentiniforme, simétrico del tipo NACA 0023, que tiene el máximo del espesor al 30% de la cuerda. Se muestra en la figura 1 el perfil y en la tabla 5 la geometría del timón en diferentes secciones.

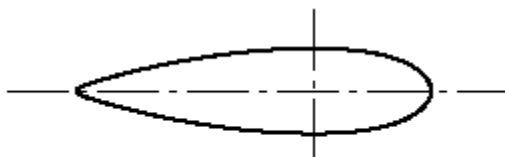


Figura 5, Perfil NACA 0023

% Cuerda	% $t_{\max}$	$t(\text{m})$
<b>0 (Pr)</b>	0	0.000
<b>5</b>	41.1	0.366
<b>13</b>	78	0.695
<b>20</b>	95.6	0.852
<b>30</b>	100	0.891
<b>40</b>	96.7	0.862
<b>50</b>	88.2	0.786
<b>60</b>	76	0.677
<b>70</b>	61	0.544
<b>80</b>	43.7	0.389
<b>90</b>	24.1	0.215
<b>100 (Pp)</b>	2.1	0.019

Tabla 5, Geometría del timón.

## 7. Maniobrabilidad

Para cuantificar la maniobrabilidad de este buque vamos a calcular todos los índices representativos de la maniobrabilidad, y comprobar que se encuentran dentro de los márgenes recomendados. Para empezar los cálculos lo primero que tenemos que saber es el valor de la fuerza ejercida por el flujo en el timón. Esta fuerza la vamos a denominar fuerza tangencial, por ser la fuerza perpendicular al plano de crujía del buque. Como cualquier cuerpo sumergido en un fluido la fuerza es función de la densidad del fluido, del área y de la velocidad de incidencia al cuadrado.

$$F_T = \frac{1}{2} \cdot C_{FT} \cdot \rho \cdot A_r \cdot v_a^2$$

donde el valor de la densidad viene expresado en unidades del SI y la  $v_a$  es el valor de la velocidad de incidencia, que no es la velocidad del buque, sino la velocidad del flujo entrante al timón, es decir la velocidad del buque con el efecto de la estela de este.

$$v_a = v \cdot (1 - w)$$

medida en m/s. En nuestro caso dicha velocidad de incidencia tiene un valor de 3.75 m/s.

Necesitamos conocer también el valor del coeficiente adimensional  $C_{FT}$  que puede calcularse con mediante la siguiente expresión.

$$\frac{C_{FT}}{\theta} = \frac{2 \cdot \pi \cdot L}{2.55 + L} \cdot (1 - 0.35 \cdot E) \cdot \left(1 + \frac{8}{\pi} \cdot \frac{K_T}{J^2} \cdot \frac{D}{h}\right) \cdot \frac{C_b + 0.3}{1 + 1.214 \cdot \left(1 - e^{-0.3 \cdot \frac{K_T}{J^2}}\right)}$$

donde todos los coeficientes han sido descritos con anterioridad. Como es lógico la fuerza es mayor cuanto mayor es el ángulo de giro. Haciendo los cálculos pertinentes el término  $\frac{C_{FT}}{\theta}$  tiene un valor de 8.6568.

Debemos calcular también la fuerza normal ejercida en el timón, que es perpendicular al plano de simetría del timón, y por lo tanto la responsable del par que se produce en la mecha. El valor de dicha fuerza viene dado por,

$$F_N = F_T \cdot \frac{1}{c \cdot \cos \theta}$$

donde:

$$c = \begin{cases} 1, & \theta < 20^\circ \\ 1.1, & 20^\circ < \theta < 35^\circ \end{cases}$$

hasta  $20^\circ$  ambas fuerzas son prácticamente iguales puesto que coseno hace variar muy poco la expresión.

Una vez tenemos analizadas las fuerzas ejercidas en el timón podemos empezar a evaluar los índices de maniobrabilidad.

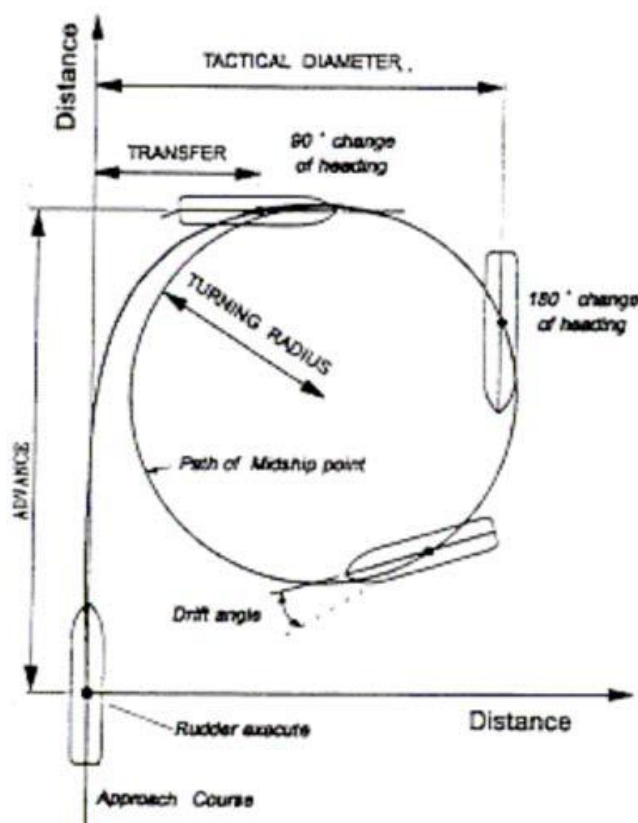


Figura 6. Maniobras para la definición de maniobrabilidad.

### 7.1. Facilidad de gobierno

Este apartado engloba 3 tipos de cualidades de maniobrabilidad, a saber, la estabilidad dinámica, la rapidez de respuesta y la estabilidad en ruta. Esta última cualidad es la más importante y se define como la habilidad del buque para mantener una ruta determinada actuando sobre el timón.

Para evaluar dichas cualidades en las pruebas de mar se realizan dos maniobras, la de zig-zag y la maniobra en espiral, que nos suministra la información sobre el posible ciclo de histéresis y las dimensiones de este.

Para hacer los cálculos sin hacer pruebas de mar, y así conseguir evaluar la maniobrabilidad debemos conocer el índice de Nomoto,  $T_m$ . Dicho índice es importante puesto que lo necesitamos para evaluar el ciclo de histéresis. Para ello seguimos el criterio de gertler que determina dicho ancho y considera que como máximo deberá ser de  $4^\circ$ . La expresión utilizada por Gertler es,

$$a = 18.12 - \frac{46.43}{T_m}$$

donde como hemos dicho debe ser menor de  $4^\circ$ , lo que implica que  $\frac{1}{T_m} \geq 0.305$ .

Para conocer el índice de Nomoto, y por lo tanto para hacer la valoración de la maniobrabilidad de una forma cuantitativa, vamos a utilizar las siguientes expresiones que nos ayuden a conocer dicho índice. En las expresiones mostradas a continuación suponemos un trimado nulo, puesto que es la condición de proyecto.

$$F = \frac{C_{FT}}{\theta} \cdot (1 - w)^2 \cdot \frac{A_r}{L_{pp} \cdot T} \cdot \frac{L_{pp}}{B} \cdot \frac{1}{C_b^2} \cdot \left( 1 + 25 \cdot \frac{T_{pp} - T_{pr}}{L_{pp}} \right) = 0.2501$$

$$\frac{l_1}{L_{pp}} = 0.27 + 0.258 \cdot (F + 0.38)^{0.39} = 0.4855$$

$$G = 0.193 \cdot \frac{L_{pp}}{B} \cdot \frac{1}{C_b^2} \cdot \left( 1 + 25 \cdot \frac{T_{pp} - T_{pr}}{L_{pp}} \right) = 1.8599$$

$$d_1 = \frac{l_1}{L_{pp}} - \left( 0.5 - \frac{x_{cc}}{L_{pp}} \right) = 0.0204$$

Calculado todo lo necesario para obtener el índice de Nomoto con la expresión,

$$\frac{1}{T_m} = \frac{d_1}{K_i^2 + K_j^2} \cdot (1 + G) = 0.3239$$

que es mayor que 0.305 por lo que cumple el criterio de Gertler. Los parámetros  $K_i$  y  $K_j$  vienen aconsejados en [5] siendo respectivamente el radio de inercia de la masa del buque y el radio de inercia del agua arrastrada.

## 7.2. Facilidad de evolución

Esta cualidad viene relacionada con el espacio físico que necesita el buque para realizar un fuerte cambio de rumbo de al menos 180°, siendo el régimen de giro permanente, y por lo tanto las fuerzas actuantes en la carena permanecen constantes.

Para cuantificarla buscamos la relación entre el diámetro de giro y la eslora cuando el timón se encuentra a 35 ° a una banda. El valor de dicha característica ha de ser inferior a,

$$\frac{D_G}{L_{pp}} < 7.2 - 5 \cdot C_b = 2.980$$

Para realizar el cálculo vamos a utilizar las expresiones mostradas a continuación,

$$\frac{F_N}{\theta} \Big|_{\theta=35^\circ} = \frac{\frac{F_T}{\theta}}{1.1 \cdot \cos \theta} = \frac{1}{1.1 \cdot \cos \theta} \cdot \frac{C_{FT}}{\theta} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_r \cdot v_a^2 = 2388.8 \text{ kN}$$

$$\frac{D}{L_{pp}} \Big|_{\theta=35^\circ} = \frac{2}{\sin 2\theta} \cdot 0.024 \cdot \frac{L_{pp}}{B} \cdot \frac{1}{C_b^2} \cdot \frac{M \cdot v^2}{\frac{F_N}{\theta} L_{pp}} \cdot \left( 1 + 25 \cdot \frac{T_{pp} - T_{pr}}{L_{pp}} \right) = 2.255$$

que es menor que el recomendable, por lo que cumple el criterio de facilidad de evolución.

En la fórmula anterior la M es el peso del buque en kg y v es la velocidad del buque en m/s.

### 7.3. Facilidad de cambio de rumbo

Este criterio engloba a los anteriores y viene determinado y regulado por la OMI. Dicho criterio mide la habilidad del buque para cambiar de ruta o trayectoria en el menor espacio posible y lo más rápidamente posible.

#### 7.3.1. Diámetro de giro

Dicha expresión viene evaluada a 35 ° de timón en la siguiente ecuación

$$D_G = L \cdot \left( 4.19 - 203 \cdot \frac{C_B}{\theta} + 47.4 \cdot \frac{T_{pp} - T_{pr}}{L_{pp}} - 13 \cdot \frac{B}{L_{pp}} + \frac{194}{\theta} - 35.8 \cdot \frac{A_r}{L_{pp} \cdot T} \right) = 568.03 \text{ m}$$

#### 7.3.2. Diámetro táctico

Del estudio de ensayos para buques de formas llenas tenemos el criterio de Gertler que nos dice que este ha de ser menor que  $4.5 \cdot L_{pp}$ , es decir menor de 985.3 m. Además según la circular MSC.137(76) de la OMI, *Normas sobre la maniobrabilidad de buques*, esta no debe exceder 5 veces la eslora entre perpendiculares, por lo que el criterio es más restrictivo.

Para evaluarlo tenemos la expresión siguiente,

$$D_T = L_{PP} \cdot \left( 0.91 \cdot \frac{D_G}{L_{pp}} + 0.234 \cdot \frac{v}{\sqrt{L_{pp}}} + 0.675 \right) = 686.02 \text{ m}$$

Por lo que cumple el criterio marcado por Gertler.

#### 7.3.3. Avance

Según la misma circular el avance no puede ser mayor de 4.5 veces la eslora entre perpendiculares, es decir no puede ser mayor de 985.3 m. Lo evaluaremos a través de la siguiente expresión,

$$ADVC = L_{pp} \cdot \left( 0.519 \cdot \frac{D_T}{L_{pp}} + 1.33 \right) = 647.24 \text{ m}$$

Por lo que cumple lo regulado por IMO.

#### 7.3.4. Caída o transferencia

No viene regulada, pero la podemos evaluar a través de la siguiente expresión,

$$Trans = L_{pp} \cdot \left( 0.497 \cdot \frac{D_T}{L_{pp}} - 0.065 \right) = 326.72 \text{ m}$$

### 7.4. Potencia del servomotor

Para el cálculo del servomotor del timón debemos tener en cuenta que este deberá ser capaz de pasar de 35° de una banda a 30° de la otra en 28 segundos como máximo. No se exige que sea hasta los 35 ° de la banda contraria por el efecto que el golpe de ariete pueda tener, y que deje inservible el servomotor.

La fuerza lateral aplicada sobre el timón que actúa sobre el centro de presiones queda determinada por ABS, sociedad de clasificación de este buque, en la parte 3, capítulo 2, sección 14. En dicho capítulo se expresa la fuerza como,

$$C_R = n \cdot K_R \cdot K_C \cdot K_L \cdot A \cdot V_R^2 \text{ (medido en kN)}$$

Donde:

- $n=0.132$  usando el SI
- $K_R = \frac{h^2}{A_r} + 2/3$  pero no mayor que  $4/3$
- $K_C = 0.80$  según la tabla 1 de dicho capítulo, por ser un perfil NACA-00
- $K_L = 1$
- $V_r = V_a$  siempre que sea mayor que  $0.5 \cdot V$ . En nuestro caso será  $0.5 \cdot V$ .

Por lo tanto la fuerza lateral tiene un valor de 266.69 kN.

El par que produce esta fuerza en la mecha viene tiene un valor descrito en la normativa de ABS,

$$Q_R = C_R \cdot r$$

donde:

- $r = c \cdot (\alpha - k)$  pero nunca inferior a  $0.1 c$ .
- $\alpha = 0.66$
- $k = \frac{A_f}{A}$
- $A_f$  es el área situado a proa de la mecha del timón sin contar con el cuerno de apoyo. Dicho área en nuestro caso es de  $9.992 \text{ m}^2$ .

por lo tanto el par en la mecha es de 544.62 kN·m.

Para el cálculo de la potencia absorbida por las bombas hidráulicas vamos a utilizar un margen de error de 8%. El rendimiento de las bombas, del tipo hidráulico, se suele tomar como un 65%, con ello tenemos que,

$$P_{servomotor} = 1.08 \cdot \frac{Q_R \cdot (35 + 30) \cdot \frac{\pi}{180}}{0.65} = 36.7 \text{ kW}$$

SOLAS obliga a que haya dos bombas y que la potencia pueda repartirse al 50% en cada una. Aunque SOLAS permita dividir esta potencia en 2, a raíz de los accidentes ocurridos por quedarse sin suficiente capacidad de maniobra, por ejemplo en el EXXON-VALDEZ, vamos a instalar 2 bombas de 37 kW, es decir que tendremos instalada más del doble de la potencia exigida.

## 8. Croquis del codaste

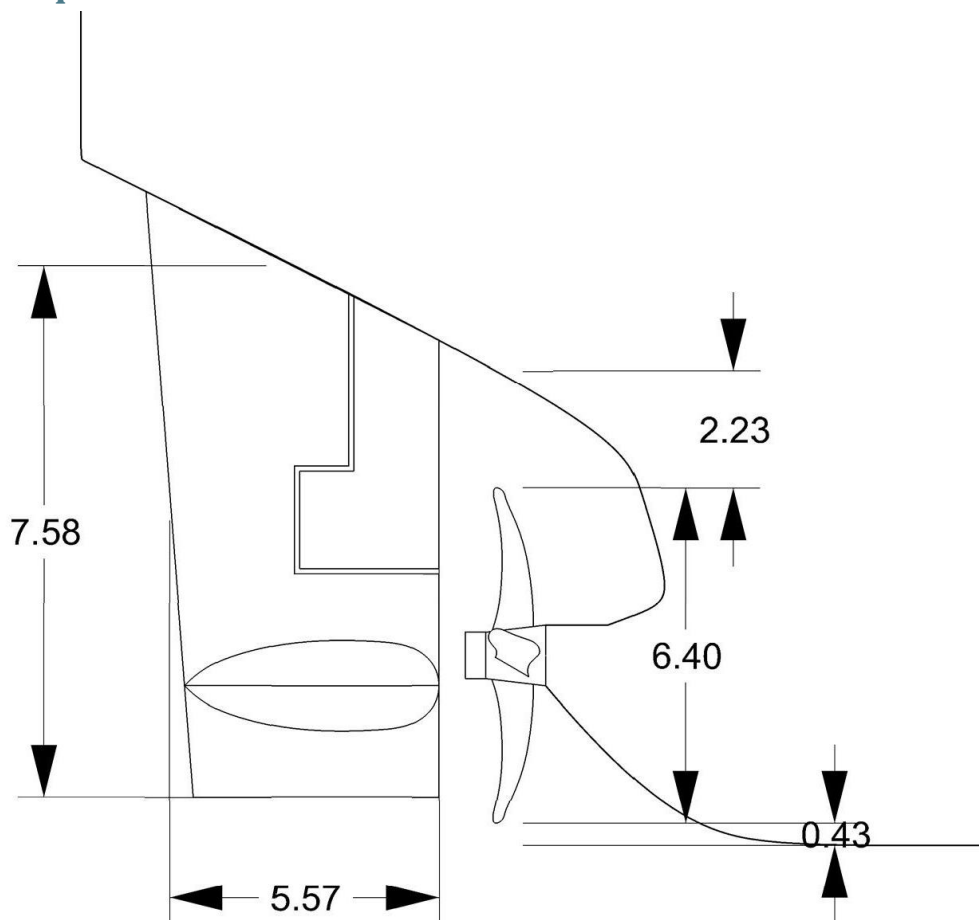


Figura 7. Croquis del codaste

## 9. Análisis de las vibraciones.

### 9.1. Excitaciones de la hélice

Las frecuencias de excitación provocadas por el giro de la hélice tienen el siguiente valor,

$$\omega_{propulsor} = n \cdot \frac{RPM \cdot n^{\circ}palas}{60} (Hz)$$

Donde  $n$  es el armónico correspondiente. En nuestro caso mostramos en la tabla 6 la frecuencia propia y sus armónicos,

Armónico	Frecuencia
Propia	8
2	16
3	24
4	32
5	40



<b>6</b>	48
<b>7</b>	56
<b>8</b>	64
<b>9</b>	72
<b>10</b>	80

Tabla 6. Excitación de la hélice

## 9.2. Excitación del motor

Las frecuencias de excitación provocadas por el motor principal tienen el siguiente valor,

$$\omega_{propulsor} = n \cdot \frac{RPM \cdot n^{\circ}cilindros}{60} (Hz)$$

Donde  $n$  es el armónico correspondiente. En nuestro caso mostramos en la tabla 7 la frecuencia propia y sus armónicos,

Armónico	Frecuencia
<b>Propia</b>	14
<b>2</b>	28
<b>3</b>	42
<b>4</b>	56
<b>5</b>	70
<b>6</b>	84
<b>7</b>	98
<b>8</b>	112
<b>9</b>	126
<b>10</b>	140

Tabla 7. Excitación del motor

## 9.3. Frecuencias propias del buque

Para el análisis de la frecuencia propia del buque utilizaremos la formulación empírica de Todd:

$$Frecuencia (Hz) = 11000 \cdot \sqrt{\frac{B \cdot D^3}{\Delta_{ma} \cdot L^3}}$$

Donde el desplazamiento incluye la masa añadida con la siguiente formulación:

$$\Delta_{ma} = \Delta \cdot \left( 1.2 + \frac{1}{3} \cdot \frac{B}{d} \right)$$

En la tabla 8 se muestran los resultados y se ve que no son coincidentes con las excitaciones provocadas por la hélice o por el motor.

Armónico	Frecuencia (Hz)
<b>Propia</b>	4.3

<b>2</b>	8.6
<b>3</b>	12.9
<b>4</b>	17.2
<b>5</b>	21.5
<b>6</b>	25.8
<b>7</b>	30.1
<b>8</b>	34.4
<b>9</b>	38.7
<b>10</b>	43.0

*Tabla 8. Frecuencias propias del buque.*

## 10. Bibliografía

- Ref. [1] *A statistical re-analysis of resistance and propulsion data*. J.Holtrop en el International shipbuilding Progress, 1984
- Ref. [2] *An approximate power prediction method*. J. Holtrop y G.G.J. Mennen en el International Shipbuilding Progress, 1982
- Ref. [3] *Representation of propeller characteristics suitable for preliminary ship design studies*. M.W.C Oosterveld y P. Van Oossanen, SNAME
- Ref. [4] *Introducción a la Resistencia y propulsión. Introducción a la propulsión de buques*. D. Antonio Baquero. ETSIN
- Ref. [5] *Análisis del comportamiento del buque bajo la acción del timón. Aspectos hidrodinámicos y de proyecto*. D. Antonio Baquero. Tesis doctoral ETSIN. Febrero 1981
- Ref. [6] *Maniobrabilidad del buque*. D. Antonio Baquero. ETSIN

## 11. Índice de figuras y tablas

- Fig 1. Resistencia al avance del buque
- Fig 2. Potencia de remolque del buque, EHP
- Fig 3. Curva de Funcionamiento para la hélice de 6.4 metros
- Fig 4. Funcionamiento de la propulsión
- Fig 5. Perfil NACA 0023
- Fig 6. Maniobras para la definición de maniobrabilidad.
- Fig 7. Croquis del codaste

- Tabla 1. Características de las hélices óptimas de diferentes diámetros y RPM.
- Tabla 2. Características geométricas de las hélices óptimas.
- Tabla 3. Potencias nominales mínimas necesarias con cada una de las hélices.
- Tabla 4. Análisis del desprendimiento de flujo en el timón.
- Tabla 5. Geometría del timón
- Tabla 6. Excitación de la hélice
- Tabla 7. Excitación del motor.
- Tabla 8. Frecuencias propias del buque

## ANEXO 1

### Geometría de la hélice.

#### PARAMETROS BASICOS DE LA HELICE

-----

DIAMETRO = 6.400 (m)  
 AEAO = 0.244 (-)  
 P/D = 0.432 (-)  
 Nº PALAS = 4 (-)  
 D. NUCLEO = 1.067 (m)  
 RAKE ANGLE = 15.0 (º)

#### GEOMETRIA BASICA PARA LA INTERPOLACION

-----

r/R	LCH	T M	DMT	DGL	C S
(-)	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)
0.200	0.649	0.234	0.227	0.400	0.076
0.300	0.735	0.207	0.257	0.450	0.083
0.400	0.800	0.180	0.281	0.481	0.081
0.500	0.840	0.154	0.298	0.492	0.072
0.600	0.854	0.127	0.332	0.479	0.052
0.700	0.837	0.100	0.371	0.439	0.020
0.800	0.769	0.073	0.374	0.356	-0.028
0.900	0.618	0.046	0.309	0.217	-0.092
1.000	0.000	0.019	0.000	-0.156	-0.156
0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

#### GEOMETRIA EXTENDIDA DE RADIOS INTERPOLADOS

-----

r/R	r	LCH	T M	DMT	DGL
(-)	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)
0.200	0.640	0.649	0.234	0.227	0.400
0.250	0.800	0.694	0.221	0.243	0.428
0.300	0.960	0.735	0.207	0.257	0.450
0.400	1.280	0.800	0.180	0.281	0.481
0.500	1.600	0.840	0.154	0.298	0.492

0.600	1.920	0.854	0.127	0.332	0.479
0.700	2.240	0.837	0.100	0.371	0.439
0.800	2.560	0.769	0.073	0.374	0.356
0.850	2.720	0.728	0.060	0.361	0.305
0.900	2.880	0.618	0.046	0.309	0.217
0.950	3.040	0.347	0.033	0.174	0.050

## SECCIONES DE PALA

-----

RADIO= 0.640 (m)

XL	YFL	YBL	YBLADL	XT	YFT	YBT	YBLADT
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
173.2	0.0	234.2	234.2	173.2	0.0	234.2	234.2
218.7	1.1	232.6	231.5	88.9	6.2	229.6	223.4
264.1	4.4	225.3	220.9	4.5	16.2	213.3	197.1
286.8	7.0	219.2	212.2	-37.6	21.7	201.2	179.6
309.5	10.4	211.8	201.4	-79.8	27.2	186.8	159.5
332.2	15.0	203.8	188.8	-122.0	33.0	170.5	137.5
354.9	21.2	193.3	172.1	-164.2	38.9	152.5	113.6
366.3	25.3	187.7	162.4	-206.3	44.8	132.3	87.5
377.6	30.0	180.3	150.3	-227.4	47.8	122.0	74.2
389.0	35.7	171.3	135.6	-248.5	50.8	115.8	65.0

RADIO= 0.800 (m)

XL	YFL	YBL	YBLADL	XT	YFT	YBT	YBLADT
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
184.9	0.0	220.8	220.8	184.9	0.0	220.8	220.8
233.5	0.6	218.4	217.8	94.6	2.9	214.4	211.6
282.0	3.7	210.9	207.2	4.3	9.9	197.0	187.2
306.3	6.3	205.0	198.8	-40.8	14.7	185.4	170.7
330.6	9.7	197.7	188.0	-86.0	20.1	171.6	151.4
354.9	14.2	189.1	174.9	-131.1	26.2	155.8	129.6
379.2	20.3	178.2	157.9	-176.2	32.8	137.9	105.0
391.4	24.1	171.5	147.4	-221.4	40.0	118.3	78.3
403.5	28.3	162.9	134.6	-244.0	43.9	108.5	64.7
415.7	34.0	153.1	119.1	-266.5	47.1	101.1	54.0

RADIO= 0.960 (m)

XL	YFL	YBL	YBLADL	XT	YFT	YBT	YBLADT
----	-----	-----	--------	----	-----	-----	--------

Cuadernillo 6- Anexo I

(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
193.2	0.0	207.4	207.4	193.2	0.0	207.4	207.4
244.7	0.4	204.7	204.3	97.7	1.4	200.9	199.6
296.1	2.8	196.5	193.7	2.2	5.7	182.8	177.1
321.8	5.2	191.0	185.8	-45.6	9.4	171.0	161.6
347.5	8.3	183.6	175.4	-93.3	14.6	157.8	143.2
373.2	12.5	174.8	162.3	-141.1	20.2	142.2	122.0
399.0	18.1	163.4	145.3	-188.8	26.8	124.2	97.4
411.8	21.6	156.1	134.4	-236.6	34.3	104.8	70.5
424.7	25.6	146.8	121.2	-260.5	38.5	95.3	56.8
437.5	31.1	136.5	105.4	-284.3	42.2	87.2	45.0

RADIO= 1.280 (m)

XL	YFL	YBL	YBLADL	XT	YFT	YBT	YBLADT
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
200.1	0.0	180.5	180.5	200.1	0.0	180.5	180.5
256.3	0.3	177.7	177.4	96.2	0.5	174.8	174.3
312.4	1.8	169.1	167.2	-7.7	3.0	157.6	154.6
340.5	3.7	163.5	159.8	-59.6	5.6	146.3	140.7
368.6	6.2	156.3	150.1	-111.6	9.3	133.0	123.7
396.7	9.7	147.3	137.7	-163.5	14.1	118.3	104.2
424.8	14.6	135.4	120.8	-215.4	19.9	101.3	81.5
438.9	17.7	127.9	110.2	-267.4	26.7	83.0	56.3
452.9	21.6	118.7	97.1	-293.4	30.4	73.7	43.3
466.9	26.8	107.9	81.1	-319.3	34.4	65.7	31.4

RADIO= 1.600 (m)

XL	YFL	YBL	YBLADL	XT	YFT	YBT	YBLADT
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
194.1	0.0	153.6	153.6	194.1	0.0	153.6	153.6
253.7	0.0	150.7	150.7	85.7	0.0	148.9	148.9
313.4	0.4	141.8	141.4	-22.7	0.6	133.3	132.7
343.2	1.0	135.8	134.7	-76.9	1.5	122.5	121.0
373.0	2.2	128.3	126.1	-131.1	2.8	108.3	105.5
402.8	4.1	118.8	114.7	-185.3	5.2	93.4	88.2
432.7	7.3	106.4	99.1	-239.4	8.3	76.2	67.9
447.6	9.5	98.5	89.0	-293.6	12.8	58.4	45.6
462.5	12.4	88.9	76.4	-320.7	15.8	49.5	33.7
477.4	16.7	78.4	61.6	-347.8	19.3	41.1	21.8

RADIO= 1.920 (m)

XL	YFL	YBL	YBLADL	XT	YFT	YBT	YBLADT
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
146.9	0.0	126.7	126.7	146.9	0.0	126.7	126.7
213.3	0.0	123.7	123.7	42.5	0.0	122.7	122.7
279.7	0.0	115.2	115.2	-61.8	0.0	109.5	109.5
312.9	0.1	109.1	109.0	-114.0	1.3	101.1	99.8
346.1	0.3	101.2	100.9	-166.2	0.4	87.5	87.1
379.3	0.9	91.0	90.1	-218.3	1.1	73.7	72.6
412.6	2.2	78.0	75.8	-270.5	2.1	57.2	55.1
429.2	3.4	69.9	66.6	-322.7	3.7	39.8	36.2
445.8	5.1	60.6	55.5	-348.7	4.7	30.6	26.0
462.4	8.0	50.1	42.1	-374.8	5.8	21.2	15.4

RADIO= 2.240 (m)

XL	YFL	YBL	YBLADL	XT	YFT	YBT	YBLADT
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
67.8	0.0	99.8	99.8	67.8	0.0	99.8	99.8
142.0	0.0	97.2	97.2	-25.4	0.0	96.4	96.4
216.1	0.0	89.4	89.4	-118.7	0.0	85.8	85.8
253.2	0.0	83.3	83.3	-165.3	0.0	77.8	77.8
290.3	0.0	75.6	75.6	-211.9	0.0	67.9	67.9
327.4	0.0	65.8	65.8	-258.6	0.0	56.2	56.2
364.4	0.1	53.4	53.4	-305.2	0.0	42.7	42.7
383.0	0.2	46.2	46.1	-351.8	0.0	27.5	27.5
401.5	0.6	37.5	36.9	-375.1	0.0	19.3	19.3
420.1	1.5	27.7	26.3	-398.4	0.0	10.7	10.7

RADIO= 2.560 (m)

XL	YFL	YBL	YBLADL	XT	YFT	YBT	YBLADT
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
-17.7	0.0	73.0	73.0	-17.7	0.0	73.0	73.0
57.1	0.0	70.8	70.8	-96.8	0.0	70.3	70.3
131.8	0.0	64.1	64.1	-175.8	0.0	62.4	62.4
169.2	0.0	58.8	58.8	-215.3	0.0	56.4	56.4
206.6	0.0	52.2	52.2	-254.9	0.0	49.1	49.1
244.0	0.0	44.1	44.1	-294.4	0.0	40.5	40.5
281.3	0.0	34.4	34.4	-333.9	0.0	30.6	30.6
300.0	0.0	28.8	28.8	-373.5	0.0	19.3	19.3
318.7	0.0	22.5	22.5	-393.2	0.0	13.2	13.2
337.4	0.0	15.3	15.3	-413.0	0.0	6.7	6.7



RADIO= 2.720 (m)

XL	YFL	YBL	YBLADL	XT	YFT	YBT	YBLADT
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
-56.2	0.0	59.5	59.5	-56.2	0.0	59.5	59.5
15.9	0.0	57.6	57.6	-129.6	0.0	57.4	57.4
88.1	0.0	51.7	51.7	-203.0	0.0	51.0	51.0
124.2	0.0	47.0	47.0	-239.7	0.0	46.2	46.2
160.2	0.0	41.2	41.2	-276.4	0.0	40.4	40.4
196.3	0.0	34.4	34.4	-313.1	0.0	33.5	33.5
232.4	0.0	26.4	26.4	-349.8	0.0	25.5	25.5
250.4	0.0	21.9	21.9	-386.5	0.0	16.5	16.5
268.5	0.0	17.2	17.2	-404.8	0.0	11.6	11.6
286.5	0.0	12.0	12.0	-423.2	0.0	6.4	6.4

RADIO= 2.880 (m)

XL	YFL	YBL	YBLADL	XT	YFT	YBT	YBLADT
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
-92.0	0.0	46.1	46.1	-92.0	0.0	46.1	46.1
-30.3	0.0	44.6	44.6	-153.8	0.0	44.5	44.5
31.5	0.0	39.9	39.9	-215.5	0.0	39.7	39.7
62.4	0.0	36.4	36.4	-246.4	0.0	36.2	36.2
93.3	0.0	32.0	32.0	-277.3	0.0	31.8	31.8
124.1	0.0	26.9	26.9	-308.2	0.0	26.6	26.6
155.0	0.0	20.9	20.9	-339.1	0.0	20.7	20.7
170.5	0.0	17.6	17.6	-370.0	0.0	13.9	13.9
185.9	0.0	14.1	14.1	-385.4	0.0	10.3	10.3
201.3	0.0	10.4	10.4	-400.8	0.0	6.4	6.4

RADIO= 3.040 (m)

XL	YFL	YBL	YBLADL	XT	YFT	YBT	YBLADT
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
-123.8	0.0	33.0	33.0	-123.8	0.0	33.0	33.0
-89.0	0.0	32.0	32.0	-158.3	0.0	32.0	32.0
-54.2	0.0	28.8	28.8	-192.8	0.0	28.8	28.8
-36.8	0.0	26.4	26.4	-210.1	0.0	26.4	26.4
-19.5	0.0	23.4	23.4	-227.4	0.0	23.4	23.4
-2.1	0.0	20.0	20.0	-244.6	0.0	20.0	20.0
15.3	0.0	16.0	16.0	-261.9	0.0	16.0	16.0
24.0	0.0	13.8	13.8	-279.1	0.0	11.5	11.5

32.7	0.0	11.5	11.5	-287.8	0.0	9.0	9.0
41.4	0.0	9.0	9.0	-296.4	0.0	6.4	6.4

#### COORDENADAS DE PITCH LINE RPITCH Y PHI

-----

r/R	AE	BE	AS	BS	RPITCH	PHI
(-)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(º)
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
0.200	297.3	287.6	257.3	49.7	2271.1	29.5
0.250	347.7	266.0	272.8	46.1	2359.5	25.1
0.300	386.5	245.4	287.8	47.0	2447.9	22.1
0.400	437.2	210.8	319.1	51.5	2624.7	18.1
0.500	463.2	172.6	343.5	62.3	2740.8	15.2
0.600	461.3	131.5	368.4	70.5	2762.9	12.9
0.700	428.5	94.3	392.0	71.5	2762.9	11.1
0.800	350.3	63.8	407.6	66.6	2762.9	9.7
0.850	300.1	51.8	418.2	64.4	2762.9	9.2
0.900	213.8	35.9	396.7	57.3	2762.9	8.7
0.950	49.1	10.3	293.8	39.3	2762.9	8.2

#### RADIOS DEL BORDE DE ATAQUE Y SALIDA

-----

r/R	RADNL	RADNT
(-)	(mm)	(mm)
-----	-----	-----
0.200	120.8	65.0
0.250	100.3	54.0
0.300	83.6	45.0
0.400	58.0	31.4
0.500	39.6	21.8
0.600	24.2	15.4
0.700	13.4	10.7
0.800	7.1	6.7
0.850	6.4	6.4
0.900	6.4	6.4
0.950	6.4	6.4

# Cuadernillo 7

## Planta propulsora y cámara de máquinas

---

Petrolero de crudo Panamax 65000TPM

**Pablo Ceña Martínez**  
**Alberto Torres Benayas**



Tutor: Don Ignacio Díez de Ulzurrun  
Proyecto Final de Carrera número: 091

## Índice

1. Equipo propulsor.....	4
1.1. Turbosoplante .....	4
1.2. Combustible .....	4
2. Motores auxiliares.....	5
3. Servicios en cámara de máquinas .....	5
3.1. Combustible pesado.....	5
3.2. Combustible ligero .....	9
3.3. Sistema de lubricación .....	9
3.3.1. Sistema de lubricación .....	9
3.3.2. Sistema de lubricación de cilindros.....	10
3.4. Sistema de refrigeración con agua dulce .....	11
3.5. Sistema de refrigeración con agua salada.....	13
3.6. Vapor .....	13
3.6.1. Sistema de carga .....	14
3.6.2. Sistema de HFO del motor principal .....	16
3.6.3. Sistema de HFO de los motores auxiliares .....	18
3.6.4. Sistema de HFO de las calderas.....	19
3.6.5. Otros tanques.....	20
3.6.6. Calentadores .....	21
3.6.7. Balance de vapor .....	21
3.6.8. Generación de vapor .....	22
3.7. Sistema de ventilación .....	23
3.7.1. Aire para la combustión .....	23
3.7.2. Aire de refrigeración .....	23
3.7.3. Cálculo de ventiladores .....	24

3.7.4. Sistema de extracción .....	24
4. Referencias.....	25
5. Índice de figuras y tablas.....	26
Anexo 1. Sistema de HFO .....	27
Anexo 2. Sistema de agua dulce .....	28
Anexo 3. Sistema de agua salada .....	29
Anexo 4. Sistema de aceite lubricante .....	30
Anexo 5. Sistema de lubricación de cilindros .....	31
Anexo 6. Balance de vapor .....	32
Anexo 7. Disposición general de cámara de máquinas .....	33

## 1. Equipo propulsor

El motor principal se eligió en el cuadernillo anterior y se trata del siguiente motor:

### MAN B&W 6S46ME-B8-TII

La zona de funcionamiento del motor es la siguiente:

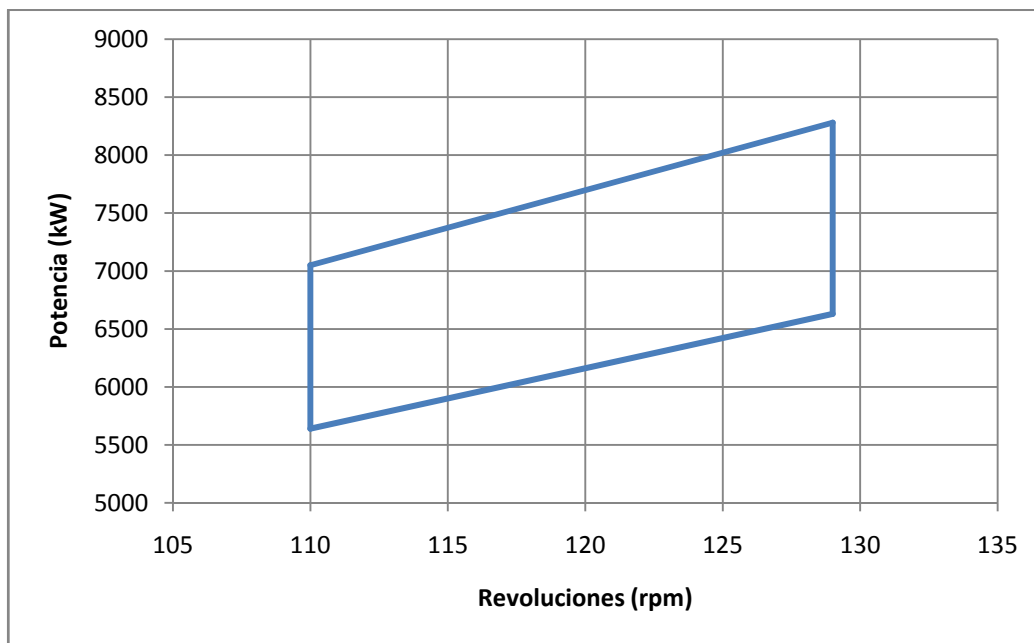


Figura 1. Gráfico de funcionamiento del motor

Ahora tenemos que determinar los equipos que irán con este motor. Para ello utilizaremos su Project Guide [1].

### 1.1. Turbosoplante

En cuanto a la turbosoplante, siguiendo las indicaciones del fabricante se instalará una turbosoplante TCA55-21 de la marca MAN B&W. Las características de este elemento son:

Características TCA 55-21	
Relación de presiones	4.0-4.2
Máxima velocidad del giro	19000 rpm
Temperatura máxima de los gases de exhaustación	500 °C

Tabla 1. Características de la turbosoplante

### 1.2. Combustible

El motor principal dispondrá de fuel para su funcionamiento normal, pero dispondrá de diesel-oil para arrancarlo en caso de que sea necesario. Para ello las características exigidas al combustible son:

Características del HFO	
Densidad	$\leq 1.01 \text{ t/m}^3$

Viscosidad cinemática	$\leq 700 \text{ cSt a } 50^{\circ}\text{C}$ $\leq 50 \text{ cSt a } 50^{\circ}\text{C}$
-----------------------	---

Tabla 2. Características del HFO

Por su parte, el diesel-oil se recomendará que sea ISO 8217, Clase DMB British Standard 6843 o similar.

## 2. Motores auxiliares

Los motores auxiliares se eligen en el cuadernillo 9<sup>1</sup>, por lo que aquí sólo mostramos sus características:

- MAN L16/24 de 7 cilindros
- 1200 rpm a 60Hz
- 730 kW

## 3. Servicios en cámara de máquinas

En este apartado se mostrarán los servicios que se van a instalar en cámara de máquinas además del motor principal y los motores auxiliares.

### 3.1. Combustible pesado

Este cálculo se empezó en el cuadernillo 4, pero ahora se hará con los valores exactos del motor y otros elementos. Los tanques de combustible pesado se utilizarán para alimentar tanto al motor principal, a los auxiliares y a las calderas. Por tanto, lo primero que tenemos que conocer es el consumo de combustible que tendrá cada uno de los equipos. Para el motor principal tenemos que el consumo se encuentra en torno a los 169 g/kWh. Este consumo será incrementado en un 5%<sup>2</sup>, ya que este consumo está estipulado para las condiciones óptimas de las instalaciones. Por eso el consumo que supondremos será de 177 g/kWh. Por su parte, los auxiliares tienen un consumo de 190 g/kWh. Este consumo también se incrementará en un 5%, quedando un consumo total de 199.5 g/kWh. Además, la cantidad de fuel a bordo nos debe permitir calentar la carga con vapor al menos una vez, por lo que se deberá añadir el consumo de fuel de las calderas grandes para calentar la carga que es de 120.60t<sup>3</sup>. Además tendremos un consumo de la caldera de menor tamaño de 0.304 t/h que siempre va conectada.

---

<sup>1</sup> Pese a que el cuadernillo 9 sea un cuadernillo posterior al actual, se recuerda que el bloque II en su conjunto se ha tratado como una espiral de proyecto y por tanto aquí se muestran los valores de la última vuelta de esta espiral.

<sup>2</sup> No se tiene en cuenta el introducir un combustible de menor poder calorífico que el recomendado, ya que eso es responsabilidad del criterio del armador.

<sup>3</sup> Las calderas se calculan en el apartado 3.6, pero como se ha comentado este bloque es una espiral de proyecto y por tanto aquí se muestran los resultados finales.

Como sabemos que la autonomía de nuestro buque es de 20 días, podemos calcular la cantidad de fuel que necesitamos:

Motor	Consumo	Potencia (kW)	Consumo en 20 días (t)
Principal	177 g/kWh	7040	598.12
Auxiliares	199.5 g/kWh	2800	76.61
Calderas			120.60
Caldera pequeña	0.304 t/h		145.92
Total			941.25 t

Tabla 3. Consumo de HFO

Esta cantidad tendrá que ser almacenada a bordo del buque para que se pueda cumplir con la autonomía exigida. Si nos fijamos en el cuadernillo 4, los tanques instalados son:

Tanque	Capacidad (m <sup>3</sup> )	Capacidad (t)
Tanque HFO Bajo BR	185.91	176.61
Tanque HFO Bajo ES	185.91	176.61
Tanque HFO Alto BR	181.45	172.38
Tanque HFO Alto ES	181.45	172.38
Tanque sedimentación	64.55	61.32
Tanque servicio diario BR	57.34	54.47
Tanque servicio diario ES	57.34	54.47

Tabla 4. Tanques de HFO 1

La capacidad de los tanques es de 868.26t, que es inferior a la cantidad requerida para conseguir la autonomía. Por ello, se tienen que instalar dos tanques de servicio diario para los motores auxiliares, así como un tanque de sedimentación que alimente a dichos tanques y tanques de servicio diario para las calderas. Para ello, sus capacidades son:

Tanque	Capacidad (m <sup>3</sup> )	Capacidad (t)
Tanque servicio diario AUX 1	28.13	26.72
Tanque servicio diario AUX 2	28.13	26.72
Tanque sedimentación AUX	28.43	27.01
Tanque servicio diario caldera ER	89.83	85.34
Tanque servicio diario caldera BR	89.83	85.34

Tabla 5. Tanques de HFO 2

En el anexo 7 se muestran su localización.

Luego la capacidad total de nuestros tanques es de 1119.39 t que es superior a la requerida y por tanto tenemos suficiente autonomía.

Una vez dimensionado los tanques tenemos que calcular las bombas que nos permitan hacer funcionar el sistema. Las bombas que habrá que colocar serán:

- Bomba de trasiego entre los tanques de combustible y el tanque de sedimentación.
- Bomba de alimentación de las depuradoras.
- Bomba de circulación.



Estas mismas bombas se tendrán que colocar para el sistema de motores auxiliares. Además se colocará un calentador de combustible antes de la depuradora. Por lo que ahora se dimensionarán las bombas:

- Bomba de trasiego del motor principal: los tanques de sedimentación se llenarán en una hora, por lo que tenemos que el caudal de la bomba es 64.55 m<sup>3</sup>/h. Suponemos una pérdida de altura de 20 m, por lo que con un rendimiento de 0.6 nos queda que la potencia de la bomba es:

$$P = \frac{Q \cdot p}{\eta} = 5.68 \text{ kW}$$

Se colocarán dos bombas, una de ellas funcionará y la otra se encontrará en stand-by

- Bomba de alimentación de la depuradora: el combustible se depurará durante 12 horas, por lo que el caudal que tenemos es de 5.38 m<sup>3</sup>/h. Si suponemos una presión de 20 m nos queda que la potencia es:

$$P = \frac{Q \cdot p}{\eta} = 0.47 \text{ kW}$$

Se colocarán dos bombas, una de ellas funcionará y la otra se encontrará en stand-by

- Bomba de circulación del combustible: este sistema está determinado por el fabricante del motor. Por lo tanto tenemos que disponer de dos bombas, una bomba de circulación de 5.2 m<sup>3</sup>/h de caudal y otra de alimentación de 2.1 m<sup>3</sup>/h. Si en ambas bombas suponemos que la presión es de 5 bar, nos queda que la potencia de estas bombas son:

$$P_{\text{alimentación}} = \frac{Q \cdot p}{\eta} = 0.46 \text{ kW}$$

$$P_{\text{circulación}} = \frac{Q \cdot p}{\eta} = 1.14 \text{ kW}$$

De ambas bombas se colocarán dos unidades funcionando una de ellas y estando la otra en stand-by.

Luego si hacemos un resumen de las bombas necesarias tenemos:

Bomba	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Presión (bar)	Potencia (kW)
Trasiego	64.55	2	5.68
Alimentación de la depuradora	5.38	2	0.47
Alimentación	2.1	5	0.46
Circulación	5.2	5	1.14

Tabla 6. Bombas HFO motor principal

Ahora se tendrá que hacer lo mismo para el combustible de los motores auxiliares:

Bomba	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Presión (bar)	Potencia (kW)
Trasiego	28.43	2	2.50
Alimentación de la depuradora	2.37	2	0.21
Alimentación	0.71	5	0.16
Circulación	3.53	5	0.78

Tabla 7. Bombas HFO motores auxiliares

Estas bombas están dimensionadas para una potencia de 2800 kW, que es la potencia que tenemos instalada. Por lo tanto, lo que tenemos es que instalar 4 bombas que nos den esa potencia y una bomba extra de reserva. De esta forma pondremos las siguientes bombas:

Bomba	Número	Potencia (kW)
Trasiego	5	0.63
Alimentación de la depuradora	5	0.05
Alimentación	5	0.04
Circulación	5	0.20

Tabla 8. Bombas HFO de los motores auxiliares

En el caso de los tanques de servicio diario de la caldera se usarán las bombas de trasiego de los auxiliares.

Ahora habría que calcular los calentadores del combustible anteriores a las depuradoras, así como las propias depuradoras. Empezando por el motor principal, tenemos que el caudal a depurar es de 5.38 m<sup>3</sup>/h. Por su parte, el caudal de los motores auxiliares en las depuradoras es de 2.37 m<sup>3</sup>/h. Por lo tanto se instalarán 4 separadoras de 2.75 m<sup>3</sup>/h, de manera que dos depuradoras estén funcionando para el motor principal, otra para los motores auxiliares y una en stand-by.

El combustible que llega a las depuradoras lo tiene que hacer a una temperatura de 98°C. Como dicho combustible sale de los tanques de sedimentación que se encuentran a 85°C, el calor necesario será ( $c_{e,FUEL}=0.5$  kcal/kg°C):

$$Q_{motor\ principal} = c_e \cdot \dot{m} \cdot (T_{fi} - T_{in}) = 38332.5\ kcal/h$$

$$Q_{motor\ auxiliar} = c_e \cdot \dot{m} \cdot (T_{fi} - T_{in}) = 16886.25\ kcal/h$$

Hemos supuesto que la temperatura de entrada en el calentador es 2°C menor que la temperatura del tanque de sedimentación por pérdidas en la tubería.

Ahora tenemos que dimensionar los tanques que nos quedaron sin definir en el cuadernillo 4:

- Colector de retornos: la capacidad de este tanque se calcula con una capacidad igual a 20 minutos de consumo del motor principal, por lo que la capacidad mínima de este tanque es de 0.44 m<sup>3</sup>. Cuando colocamos el tanque en la cubierta de 2000mm tenemos que la capacidad real es de 0.46 m<sup>3</sup>.
- Tanque de reboses y derrames: su capacidad se calcula para 6 horas de consumo del motor principal. Por lo tanto su capacidad mínima es de 7.87 m<sup>3</sup>. Su capacidad real es de 11.06 m<sup>3</sup>.
- Tanque de lodos: la capacidad mínima de estos tanques está regulada por el MARPOL y se especifica que la capacidad mínima es de:

$$V = K_1 \cdot C \cdot D$$

donde  $K_1$  es un coeficiente que vale 0.01, C es el consumo diario y D es el tiempo en días entre puertos donde se pueda descargar. Si se desconoce como en nuestro caso se pondrá un tiempo de 30 días. De esta forma la capacidad mínima es de 9.44 m<sup>3</sup>. Cuando disponemos el tanque tenemos que su capacidad es de 11.06 m<sup>3</sup>.

La disposición de estos tanques se puede ver en el anexo 7.

### 3.2. Combustible ligero

En cuanto al combustible ligero, los combustibles que se usarán serán Marine Diesel Oil ISO 8217, British Standard 6843 o similares. Este combustible se usará para los arranques de los motores. Para ello, tenemos dos tanques almacén más uno de servicio diario de las siguientes características:

Tanque	Capacidad (m <sup>3</sup> )
Tanque almacén ES	91.36
Tanque almacén BR	91.36
Tanque de servicio diario MDO	28.43

Tabla 9. Tanques de MDO

Para usar estos tanques, se usará el mismo sistema de bombas que para el combustible pesado.

### 3.3. Sistema de lubricación

El sistema de lubricación estará compuesto por dos sistemas, el sistema de lubricación y el sistema de lubricación de cilindros.

#### 3.3.1. Sistema de lubricación

El sistema de lubricación se encarga de engrasar todo el motor menos los cilindros del motor principal. Cada motor llevará su propio circuito, por lo que habrá un circuito para el motor principal y cuatro circuitos para los cuatro motores auxiliares.

El sistema del motor principal tendrá la siguiente bomba:

Bomba de aceite lubricante	
Caudal	170 m <sup>3</sup> /h
Presión	4 bar
Rendimiento	0.6
Potencia	31.5 kW

Tabla 10. Bomba de aceite lubricante

Como de los motores auxiliares MAN B&W no proporciona el Project guide, calcularemos las necesidades de este sistema por regresiones en función de la potencia de otros motores de 4 tiempos. Así los resultados obtenidos son:

- Bomba de aceite: caudal 19 m<sup>3</sup>/h, presión 6.5 bar y por tanto potencia de (rendimiento 0.6 y densidad 750 kg/m<sup>3</sup>) 4.29kW. Por lo tanto se instalan 5 bombas de 1.07 kW de manera que funcionen 4 y una quede en stand-by.

El aceite que se usará para ambos motores es el mismo. Por tanto, el consumo será:

	Consumo específico (g/kWh)	Consumo (kg/día)
Motor principal	0.7	118.3
Motores auxiliares	0.625	42.0

*Tabla 11. Consumo de aceite de lubricación*

Por lo tanto teniendo en cuenta que los tanques almacén de aceite tienen una capacidad de 26.06t nos queda que la autonomía del buque en cuanto a aceite de lubricación es de:

$$Autonomía = \frac{Capacidad}{Consumo} = 162.6 \text{ días}$$

Además deberemos instalar una centrifugadora capaz de limpiar el aceite. Esta centrifugadora succionará de los cárteres de los motores. La capacidad de las centrifugadoras está en torno a los 102 g/kWh, por lo que sumando las potencias del motor principal y de los auxiliares tenemos que el caudal de aceite a centrifugar es de 1.34 m<sup>3</sup>/h. Si suponemos que la presión en la bomba es de 2 bar, nos queda que la potencia de la bomba es de 0.12 kW.

Para la depuración de aceite dispondremos una centrifugadora de 1.5 m<sup>3</sup>/h. En caso de que se tenga que hacer reparaciones se utilizará la centrifugadora que esté en stand-by de HFO.

### 3.3.2. Sistema de lubricación de cilindros

Este sistema se aplicará sólo al motor principal.

La descarga de este sistema se recomienda que se haga por gravedad, por lo que el tanque de servicio diario se debe colocar en una zona elevado 2 m sobre el motor. Si revisamos la situación del tanque vemos que no cumplimos dicho requerimiento, por lo que los tanque se recolocarán elevando su altura. En el anexo 7 se puede ver su nueva disposición. Se encontrarán situados a popa de la cabina de control de cámara de máquinas sobre la cubierta situada a una altura de 13000 mm. El tanque de servicio diario estará debajo de los tanques almacén y sus capacidades son:

Tanque	Capacidad (m <sup>3</sup> )
Servicio diario	6.72
Almacén TBN 70/80	20.16
Almacén TBN 30/40	20.16

*Tabla 12. Tanques aceite de lubricación de cilindros*

De los dos tanques almacén, uno de ellos llevará aceite de un TBN 70/80 y el otro de un TBN 30/40, y se utilizará uno u otro dependiendo del tipo de fuel. A continuación se muestra una gráfica que recoge el consumo de aceite para el motor principal recomendado en función del contenido de azufre.

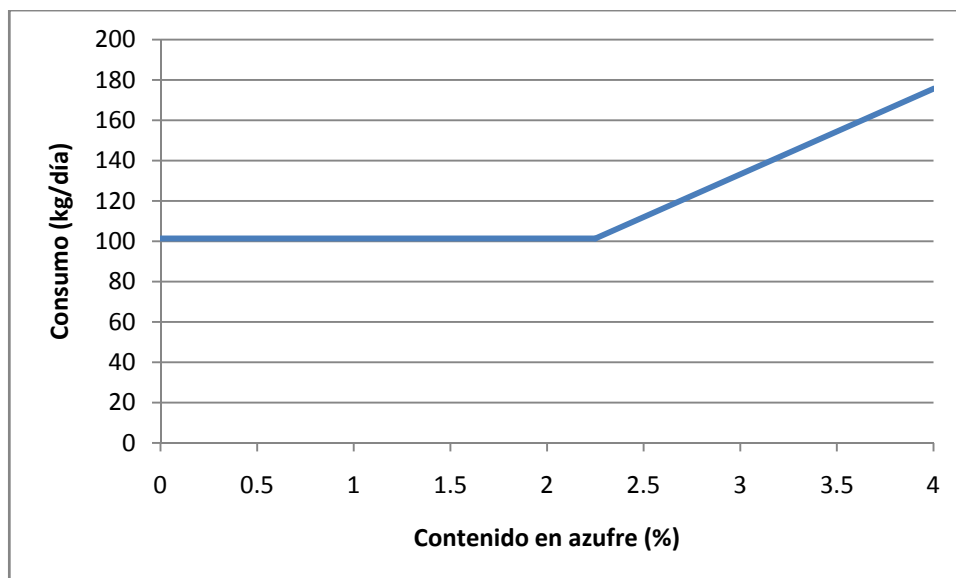


Gráfico 2. Consumo de aceite de lubricación de cilindros

Con esta gráfica y suponiendo que usamos HFO con un contenido en azufre del 4%, vemos que la autonomía del sistema es de:

$$Autonomía = \frac{Capacidad \cdot \rho}{consumo} = 200.7 \text{ días}$$

Esta autonomía nos da para tener una autonomía de 10 viajes.

Por su parte, el tanque de servicio diario tiene una capacidad de 5.04 t que como vemos es superior a las necesidades diarias de 0.175 kg/día de aceite ( $\rho=750 \text{ kg/m}^3$ ).

El aceite de lubricación de cilindros del tanque de servicio diario deberá de encontrarse a una temperatura de  $45^\circ\text{C}$ , y dicha temperatura se alcanzará con vapor. Dichas necesidades de vapor se pueden ver en el apartado 3.6.

### 3.4. Sistema de refrigeración con agua dulce

Instalaremos un sistema de refrigeración centralizado. Esto supone que usaremos agua dulce para enfriar todos los fluidos de los motores y dicha agua se enfriará en un intercambiador con agua salada. Pese a ello, lo que haremos será separar el sistema de agua dulce del motor principal y de los motores auxiliares.

En el anexo 2 se muestra un esquema del funcionamiento.

Para calcular el sistema de refrigeración del motor principal, seguimos el Project Guide que incorpora el motor. Con esto nos queda que los equipos necesarios son:

- Bomba principal de agua dulce: se colocarán dos bombas en paralelo para que una esté trabajando y la otra en stand-by. Su caudal será de  $225 \text{ m}^3/\text{h}$  y su diferencia de presión será de 2.5 bar, con lo que nos queda que la potencia necesaria será de 26 kW (rendimiento de 0.6)
- Intercambiador de calor con agua salada: se tratará en el apartado siguiente.

- Bomba de agua dulce de camisas: Su caudal será de  $70 \text{ m}^3/\text{h}$  con una presión de 3 bar, por lo que tenemos una potencia de 9.72 kW.
- Intercambiador de calor de agua de las camisas:

Intercambiador de calor de agua de las camisas	
Calor transferido	1310 kW
Caudal de agua de refr. de camisas	$70 \text{ m}^3/\text{h}$
Temperatura de entrada de agua de refr. de camisas (máxima)	$80^\circ\text{C}$
Caída de presión de agua de refr. Camisas (máxima)	0.2 bar
Caudal de agua dulce	$99 \text{ m}^3/\text{h}$
Temperatura de entrada del agua dulce (máxima)	$42^\circ\text{C}$
Caída de presión de agua dulce (máxima)	0.2 bar

Tabla 13. Intercambiador de calor de agua de las camisas

- Intercambiador de calor de aceite de lubricación:

Intercambiador de calor de aceite de lubricación	
Calor transferido	740 kW
Caudal de aceite	$170 \text{ m}^3/\text{h}$
Temperatura de salida de aceite (máxima)	$45^\circ\text{C}$
Caída de presión de agua de aceite (máxima)	0.5 bar
Presión de trabajo en el lado del aceite	4 bar
Caudal de agua dulce	$99 \text{ m}^3/\text{h}$
Temperatura de entrada del agua dulce (máxima)	$36^\circ\text{C}$
Caída de presión de agua dulce (máxima)	0.2 bar

Tabla 14. Intercambiador de calor de aceite de lubricación

Para el sistema de refrigeración de agua dulce de los motores auxiliares lo haremos de manera similar. Como no es posible conseguir el Project Guide de los motores auxiliares, lo que se hace es aproximar los valores con regresiones en función de la potencia de otros motores de cuatro tiempos.

En este sistema de refrigeración, tendremos dos circuitos de agua dulce, uno de baja temperatura y otro de alta. Para su refrigeración, lo que hacemos es enfriar ambos circuitos con agua de mar

Los valores obtenidos por regresiones son teniendo en cuenta que la potencia instalada es de 2800kW:

- Caudal de agua dulce de baja temperatura:  $77.8 \text{ m}^3/\text{h}$
- Caudal de agua dulce de alta temperatura:  $66.8 \text{ m}^3/\text{h}$
- Intercambiador de calor con el aceite lubricante: 372.4 kW

Entonces nos queda que la potencia de las bombas es ( $p=2.5 \text{ bar}$ ,  $\eta=0.6$ ):

- Agua dulce de baja temperatura: 9.00 kW (5 bombas de 2.25 kW cada una de las que sólo funcionan 4)
- Agua dulce de alta temperatura: 7.73 kW (5 bombas de 1.93 kW cada una de las que sólo funcionan 4)

### 3.5. Sistema de refrigeración con agua salada

Una vez que hemos definido el sistema de agua dulce podemos hacer lo propio con el sistema de agua salada. En el anexo 3 se muestra el esquema de funcionamiento. Por tanto, los sistemas que se instalarán son:

- Intercambiador de calor con agua dulce del motor principal:

Intercambiador de calor con agua dulce del motor principal	
Calor transferido	5450 kW
Caudal de agua dulce	225 m <sup>3</sup> /h
Temperatura de salida del agua dulce (máxima)	36 °C
Caída de presión de agua de aceite (máxima)	0.2 bar
Caudal de agua salada	270 m <sup>3</sup> /h
Temperatura de entrada del agua dulce (máxima)	32 °C
Caída de presión de agua dulce (máxima)	0.2 bar

Tabla 15. Intercambiador de calor de agua dulce con el motor principal

- En cuanto al intercambio de calor de los motores auxiliares lo obtenemos por regresiones:
  - Intercambiador de calor de baja temperatura: 792.4 kW
  - Intercambiador de calor de alta temperatura: 1156.4 kW
- Bomba de agua salada: para calcular esta bomba sumamos los caudales requeridos por ambos circuitos de refrigeración y obtenemos que el caudal obtenido es 395.1 m<sup>3</sup>/h (270 m<sup>3</sup>/h+125.1 m<sup>3</sup>/h). La presión que dará la bomba será de 2.5 bares, por lo que la potencia nos queda que es 45.73 kW (rendimiento 0.6):

### 3.6. Vapor

Para calcular las necesidades de vapor, lo que tenemos que hacer es conocer los tanques que van a necesitar ser calentados. Así los sistemas que requerirán calentamiento serán:

- Tanques de carga: se deberá elevar la temperatura de los mismos para que se pueda bombear la carga. Esto se hará en 36 horas, por lo que los sistemas se arrancarán antes de que el buque llegue a puerto.
- Sistema de HFO del motor principal: se deberá elevar la temperatura del combustible hasta que se alcance la temperatura de inyección del motor principal.
- Sistema de HFO de los motores auxiliares: tendrá la misma finalidad que el del motor principal pero para los motores auxiliares.
- Sistema de HFO de las calderas: se elevará la temperatura hasta que se pueda introducir en el quemador.
- Sistema de aceite lubricante: se deberá elevar la temperatura del aceite necesario para la depuración.
- Sistema de lubricación de cilindros: el aceite que se utiliza para la lubricación tendrá que tener una temperatura de 45°C.

Para hacer el balance de vapor, lo que hacemos es dividir las necesidades de vapor en dos sumandos. El primero serán las pérdidas al exterior que tengan los tanques que se hayan calentado y el segundo sumando es el calor necesario que necesitamos para elevar la temperatura. Para analizar esto, lo que hacemos es separar los sistemas.

### 3.6.1. Sistema de carga

Sólo analizaremos una banda, ya que la otra banda será simétrica. Las temperaturas que se han tomado han sido:

- Temperatura del agua del mar: 0°C
- Temperatura del aire exterior: -5°C
- Temperatura de los tanques vacíos: 5°C
- Temperatura del crudo: 50°C
- Temperatura de los tanques de SLOP: 60°C
- Temperatura cámara de máquinas: 20°C

Luego nos queda:

Tanque	Mamparo	Superficie (m <sup>2</sup> )	$k\left(\frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot K}\right)$	Temperatura exterior(°C)	Calor(kcal/h)
1 bajo ES	Cub. Sup.	0	0	50	0
	Cub. Inf.	303.6	5	0	75900
	Costado BR	0	0	50	0
	Costado ES	145.2	5	5	32670
	Proa	67.5	5	5	15187.5
	Popa	0	0	50	0
2 bajo ES	Cub. Sup.	0	0	50	0
	Cub. Inf.	314.2	5	0	78550
	Costado BR	0	0	50	0
	Costado ES	144.1	5	5	32422.5
	Proa	0	0	50	0
	Popa	0	0	50	0
3 bajo ES	Cub. Sup.	0	0	50	0
	Cub. Inf.	314	5	0	78500
	Costado BR	0	0	50	0
	Costado ES	144.3	5	5	32467.5
	Proa	0	0	50	0
	Popa	0	0	50	0
4 bajo ES	Cub. Sup.	0	0	50	0
	Cub. Inf.	314.6	5	0	78650
	Costado BR	0	0	50	0
	Costado ES	143.8	5	5	32355
	Proa	0	0	50	0
	Popa	0	0	50	0
5 bajo ES	Cub. Sup.	0	0	50	0
	Cub. Inf.	314.5	5	0	78625
	Costado BR	0	0	50	0
	Costado ES	143.6	5	5	32310
	Proa	0	0	50	0
	Popa	0	0	50	0



Petrolero de crudo clase Panamax 65000 TPM

6 bajo ES	Cub. Sup.	0	0	50	0
	Cub. Inf.	303.9	5	0	75975
	Costado BR	0	0	50	0
	Costado ES	141.3	5	5	31792.5
	Proa	0	0	50	0
	Popa	69.4	5	5	15615
1 alto ES	Cub. Sup.	312.7	10	-5	171985
	Cub. Inf.	0	0	50	0
	Costado BR	0	0	50	0
	Costado ES	339.5	5	5	76387.5
	Proa	162.2	5	5	36495
	Popa	0	0	50	0
2 alto ES	Cub. Sup.	314.4	10	-5	172920
	Cub. Inf.	0	0	50	0
	Costado BR	0	0	50	0
	Costado ES	337.2	5	5	75870
	Proa	0	0	50	0
	Popa	0	0	50	0
3 alto ES	Cub. Sup.	314.4	10	-5	172920
	Cub. Inf.	0	0	50	0
	Costado BR	0	0	50	0
	Costado ES	337.2	5	5	75870
	Proa	0	0	50	0
	Popa	0	0	50	0
4 alto ES	Cub. Sup.	314.4	10	-5	172920
	Cub. Inf.	0	0	50	0
	Costado BR	0	0	50	0
	Costado ES	337.2	5	5	75870
	Proa	0	0	50	0
	Popa	0	0	50	0
5 alto ES	Cub. Sup.	314.4	10	-5	172920
	Cub. Inf.	0	0	50	0
	Costado BR	0	0	50	0
	Costado ES	337.2	5	5	75870
	Proa	0	0	50	0
	Popa	0	0	50	0
6 alto ES	Cub. Sup.	314.4	10	-5	172920
	Cub. Inf.	0	0	50	0
	Costado BR	0	0	50	0
	Costado ES	337.4	5	5	75915
	Proa	0	0	50	0
	Popa	183.3	5	60	-9165
SLOP ES	Cub. Sup.	78.6	10	-5	51090
	Cub. Inf.	73.4	5	5	20185

	Costado BR	0	0	60	0
	Costado ES	85.1	5	5	23402.5
	Proa	183.3	5	50	9165
	Popa	182.1	5	20	36420

Tabla 16. Necesidades de calor para mantener la temperatura de la carga

Ahora hacemos el calentamiento de la carga. Para ello suponemos que se hace en 36 horas y que la temperatura inicial de la carga es de 10°C.

Tanque	Volumen (m <sup>3</sup> )	Temp. Inicial	Temp. Final	Tiempo (h)	c. específico $\left(\frac{kcal}{kg \cdot K}\right)$	Calor (kcal/h)
Tanque 1 Alto ER	4132	10	50	36	0.5	7024128
Tanque 2 Alto ER	4240	10	50	36	0.5	7208544
Tanque 3 Alto ER	4240	10	50	36	0.5	7208544
Tanque 4 Alto ER	4240	10	50	36	0.5	7208544
Tanque 5 Alto ER	4240	10	50	36	0.5	7208544
Tanque 6 Alto ER	4236	10	50	36	0.5	7202016
Tanque 1 Bajo ER	1753	10	50	36	0.5	2980032
Tanque 2 Bajo ER	1811	10	50	36	0.5	3077952
Tanque 3 Bajo ER	1811	10	50	36	0.5	3077952
Tanque 4 Bajo ER	1811	10	50	36	0.5	3077952
Tanque 5 Bajo ER	1810	10	50	36	0.5	3076320
Tanque 6 Bajo ER	1753	10	50	36	0.5	2980032
Tanque SLOP	1053	10	60	36	0.5	2632500

Tabla 17. Necesidades de calor para calentar la carga

Luego las necesidades de calor de una banda son:

	Calor (Kcal/h)
Mantener temperatura	2350980
Calentar la carga	19668767

Tabla 18. Necesidades de calor de la carga

Luego las necesidades totales serán de 44039494 kcal/h.

### 3.6.2. Sistema de HFO del motor principal

Las temperaturas a las que tendrá que estar la carga son:

- Temperatura de los tanques vacíos: 5°C
- Temperatura de cámara de máquinas 20°C
- Temperatura de los tanques almacén: 70°C
- Temperatura del tanque de sedimentación: 85°C
- Temperatura de los tanques de servicio diario: 115°C
- Temperatura colector de retornos: 115°C

De aquellas unidades de las que tengamos dos unidades simétricas sólo se analizará una. Mostramos ahora las necesidades para mantener la temperatura:

Tanque	Mamparo	Superficie (m <sup>2</sup> )	$k\left(\frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot K}\right)$	Temperatura exterior(°C)	Calor(kcal/h)
Tanque almacén 1	Cub. Sup.	81.4	5	20	20350
	Cub. Inf.	16.9	5	5	5492.5
	Costado BR	67.2	5	5	21840
	Costado ES	94.2	5	20	23550
	Proa	18.7	5	115	-4207.5
	Popa	3.3	5	5	1072.5
Tanque almacén 2	Cub. Sup.	41.5	5	20	10375
	Cub. Inf.	2.8	5	20	700
	Costado BR	71.5	5	5	23237.5
	Costado ES	57.6	5	20	14400
	Proa	24.6	5	20	6150
	Popa	20.3	5	5	6597.5
Tanque de sedimentación	Cub. Sup.	12.6	5	20	4095
	Cub. Inf.	5.2	5	20	1690
	Costado BR	18.6	5	5	7440
	Costado ES	16.8	5	20	5460
	Proa	27.3	5	20	8872.5
	Popa	28.8	5	20	9360
Tanque de servicio diario	Cub. Sup.	20.3	5	20	9642.5
	Cub. Inf.	9	5	5	4950
	Costado BR	12.4	5	20	5890
	Costado ES	16.6	5	5	9130
	Proa	21.1	5	20	10022.5
	Popa	18.7	5	70	4207.5
Colector de retornos	Cub. Sup.	0.48	5	20	228
	Cub. Inf.	0.48	5	20	228
	Costado BR	0.6	5	20	285
	Costado ES	0.6	5	20	285
	Proa	0.8	5	20	380
	Popa	0.8	5	20	380

Tabla 19. Necesidades de calor para mantener la temperatura del HFO del motor principal

Calculamos ahora el calor necesario para calentar la carga:

Tanque	Volumen (m <sup>3</sup> )	Temp. Inicial	Temp. Final	Tiempo (h)	c. específico $\left(\frac{kcal}{kg \cdot K}\right)$	Calor (kcal/h)
Tanque almacén 1	185.91	10	70	10	0.5	529854
Tanque almacén 2	181.45	10	70	10	0.5	517131
Tanque de sedimentación	64.55	68	85	2	0.5	260622
Tanque de servicio diario ER	57.34	96	115	2	0.5	258747

Tanque de servicio diario BR	57.34	96	115	2	0.5	258747
Colector de retornos	0.46	20	115	4	0.5	258747

Tabla 20. Necesidades de calor para calentar el HFO del motor principal

Luego las necesidades que tenemos son:

	Calor (Kcal/h)
Tanque almacén 1 ER	597951
Tanque almacén 1 BR	597951
Tanque almacén 2 ER	578591
Tanque almacén 2 BR	578591
Tanque de sedimentación	297540
Tanque de servicio diario ER	302589
Tanque de servicio diario BR	302589
Colector de retornos	6975

Tabla 21. Necesidades de calor de HFO del motor principal

### 3.6.3. Sistema de HFO de los motores auxiliares

Haremos lo mismo que en el apartado anterior para los motores auxiliares:

- Temperatura de los tanques vacíos: 5°C
- Temperatura de cámara de máquinas 20°C
- Temperatura de los tanques almacén: 70°C
- Temperatura del tanque de sedimentación: 85°C
- Temperatura de los tanques de servicio diario: 115°C
- Temperatura colector de retornos: 115°C

Mantener la temperatura:

Tanque	Mamparo	Superficie (m <sup>2</sup> )	$k\left(\frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot K}\right)$	Temperatura exterior(°C)	Calor(kcal/h)
Tanque de sedimentación	Cub. Sup.	9.1	5	115	-1365
	Cub. Inf.	5.02	5	20	1631.5
	Costado BR	9.07	5	5	3628
	Costado ES	8	5	20	2600
	Proa	15.19	5	20	4936.75
	Popa	14.14	5	20	4595.5
Tanque de servicio diario	Cub. Sup.	10.52	5	20	4997
	Cub. Inf.	9.1	5	85	1365
	Costado BR	6	5	20	2850
	Costado ES	6.18	5	5	3399
	Proa	14.95	5	20	7101.25
	Popa	14.65	5	20	6958.75
Colector de retornos	Cub. Sup.	0.48	5	20	228
	Cub. Inf.	0.48	5	20	228
	Costado BR	0.6	5	20	285

	Costado ES	0.6	5	20	285
	Proa	0.8	5	20	380
	Popa	0.8	5	20	380

Tabla 22. Necesidades de calor para mantener la temperatura del HFO de los motores aux.

Calentar la carga:

Tanque	Volumen (m <sup>3</sup> )	Temp. Inicial	Temp. Final	Tiempo (h)	c. específico $\left(\frac{kcal}{kg \cdot K}\right)$	Calor (kcal/h)
Tanque de sedimentación	28.43	68	85	2	0.5	114786
Tanque de servicio diario ER	28.13	96	115	2	0.5	126937
Tanque de servicio diario BR	28.13	96	115	2	0.5	126937
Colector de retornos	0.46	20	115	4	0.5	258747

Tabla 23. Necesidades de calor para calentar el HFO del motor auxiliar

Luego las necesidades nos quedan:

	Calor (Kcal/h)
Tanque de sedimentación	130813
Tanque de servicio diario ER	153608
Tanque de servicio diario BR	153608
Colector de retornos	6975

Tabla 24. Necesidades de calor del HFO de los motores auxiliares

### 3.6.4. Sistema de HFO de las calderas

La forma de operar será la misma teniendo en cuenta que las temperaturas son:

- Temperatura de los tanques vacíos: 5°C
- Temperatura de cámara de máquinas 20°C
- Temperatura de los tanques almacén: 70°C
- Temperatura de los tanques de servicio diario de calderas: 115°C

Se calculará las necesidades para un tanque, ya que el otro es simétrico:

Tanque	Mamparo	Superficie (m <sup>2</sup> )	$k\left(\frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot K}\right)$	Temperatura exterior (°C)	Calor(kcal/h)
Tanque servicio diario de calderas	Cub. Sup.	15.86	5	20	7533.5
	Cub. Inf.	8.66	5	20	4113.5
	Costado BR	22.62	5	5	12441
	Costado ES	21	5	20	9975
	Proa	32.25	5	20	15318.75
	Popa	30.14	5	20	14316.5

Tabla 25. Necesidades de calor para mantener la temperatura del HFO de las calderas

Tanque	Volumen (m <sup>3</sup> )	Temp. Inicial	Temp. Final	Tiempo (h)	c. específico	Calor (kcal/h)
--------	---------------------------	---------------	-------------	------------	---------------	----------------

	$\left(\frac{kcal}{kg \cdot K}\right)$					
Tanque de sedimentación	89.83	68	115	6	0.5	397941

Tabla 26. Necesidades de calor para calentar el HFO de las calderas

Luego las necesidades de los tanques de servicio diario de ambas calderas son 795881.42 kcal/h.

### 3.6.5. Otros tanques

En este apartado se mostrarán el resto de los tanques:

- Temperatura de los tanques vacíos: 5°C
- Temperatura de cámara de máquinas 20°C
- Temperatura del tanque de aceites de cilindro: 45°C
- Temperatura del tanque de lodos: 50°C
- Temperatura del tanque de reboses: 62.5°C

Tanque	Mamparo	Superficie (m <sup>2</sup> )	$k\left(\frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot K}\right)$	Temperatura exterior (°C)	Calor(kcal/h)
Tanque de aceite de cilindros	Cub. Sup.	6.72	5	20	840
	Cub. Inf.	6.72	5	20	840
	Costado BR	2.4	5	20	300
	Costado ES	2.4	5	20	300
	Proa	2.8	5	20	350
	Popa	2.8	5	20	350
Tanque de lodos	Cub. Sup.	6	5	20	900
	Cub. Inf.	6.02	8	0	2408
	Costado BR	5.92	5	5	1332
	Costado ES	5.52	5	5	1242
	Proa	3.86	5	5	868.5
	Popa	3.82	5	5	859.5
Tanque de reboses	Cub. Sup.	6	5	20	1275
	Cub. Inf.	6.02	5	8	1640.45
	Costado BR	5.92	5	5	1702
	Costado ES	5.52	5	5	1587
	Proa	3.86	5	5	1109.75
	Popa	3.82	5	5	1098.25

Tabla 27. Necesidades de calor para mantener la temperatura del resto de los tanques

Ahora calculamos las necesidades de calor para calentar los fluidos de los tanques:

Tanque	Volumen (m <sup>3</sup> )	Temp. Inicial	Temp. Final	Tiempo (h)	c. específico $\left(\frac{kcal}{kg \cdot K}\right)$	Calor (kcal/h)
Tanque de aceite de cilindros	6.72	20	45	2	0.5	31500
Tanque de lodos	11.06	10	50	4	0.5	78803

<b>Tanque de reboses</b>	11.06	10	62.5	4	0.5	78803
--------------------------	-------	----	------	---	-----	-------

Tabla 28. Necesidades de calor para calentar el resto de los tanques

Luego tenemos las siguientes necesidades:

	<b>Calor (Kcal/h)</b>
<b>Tanque de aceite de cilindros</b>	34480
<b>Tanque de lodos</b>	60145
<b>Tanque de reboses</b>	77365

Tabla 29. Necesidades de calor del resto de los tanques

### 3.6.6. Calentadores

Además de calentar tanques, el vapor tendrá que calentar diversos fluidos que están circulando. A continuación se muestran estas necesidades:

<b>Equipo</b>	<b>Calor (kcal/h)</b>
Depuradoras del motor principal	38333
Depuradoras de los motores auxiliares	16886
Calentador de combustible del m. ppal.	14000
Calentador de combustible de m. aux.	4190
Agua dulce sanitaria <sup>4</sup>	432000
Depuradora de aceite	16875

Tabla 30. Necesidades de calor de los calentadores

### 3.6.7. Balance de vapor

Ahora tenemos que hacer el balance de vapor. Para ello analizaremos cuatro situaciones:

- Navegación
- Navegación y calentamiento de la carga
- Descarga
- En puerto calentando fluidos para partir

En el anexo 6 se muestran las necesidades detalladas. Los resultados son:

<b>Situación</b>	<b>Calor (kcal/h)</b>
Navegación	2730146.82
Navegación y calentamiento de la carga	46769640.8
Carga y descarga	28453935.6
Puerto	1998104

Tabla 31. Necesidades de calor en las diferentes situaciones

<sup>4</sup> Este dato se calcula en el cuadernillo 8

### 3.6.8. Generación de vapor

Una vez que conocemos las necesidades de vapor, tenemos que traducir este valor en el flujo de vapor que necesitamos. Para ello tenemos en cuenta que el vapor que usamos es de 7 bar y por tanto el calor de vaporización es de 494.2 kcal/kg, por lo que las necesidades en vapor tenemos:

Situación	Calor (kcal/h)	Flujo de vapor (t/h)
Navegación	2730146.82	5.524
Navegación y calentamiento de la carga	46769640.8	94.637
Descarga	28453935.6	57.576
Puerto	1998104	4.043

Tabla 32. Necesidades de vapor de las diferentes necesidades

Ahora tenemos que ver la fuente para generar el vapor. La primera fuente serán los gases de escape del motor principal, seguida de los gases de escape del motor auxiliar. En el caso de que no sea necesario se colocará una caldera. Así los regímenes a los que funcionarán los motores serán:

Motor	Navegación	Navegación y calentamiento	Descarga	Puerto
Principal	80%	80%	0%	0%
Auxiliar	25%	25%	100%	25%

Tabla 33. Regímenes de operación de los motores en las diferentes situaciones

Para calcular estos datos, tenemos que calcular los datos del aire de exhaustación. Para ello, lo que tenemos son los siguientes datos:

- Caudal de gases en motores de dos tiempos:  $7 \frac{kg}{h \cdot kW}$
- Caudal de gases en motores de cuatro tiempos:  $7.13 \frac{kg}{h \cdot kW}$
- Temperatura de los gases en los motores de dos tiempos: 265°C
- Temperatura de los gases en los motores de cuatro tiempos: 300°C

Sabemos que en la caldereta de gases de escape la temperatura a la que podemos bajar estos gases es de 180°C para evitar la generación de ácido sulfúrico. Por lo tanto la capacidad de generación de vapor que tenemos es  $(c_e = 0.25 \frac{kcal}{kg \cdot K}, \eta = 0.94)$ :

$$q_{vapor} = \frac{m_{gases} \cdot c_e \cdot (t_{ent} - t_{sal})}{C_{vaporización} \cdot \eta}$$

Motor	Régimen	Caudal de vapor (kg/h)
Principal	80%	1771.2
Auxiliar	25%	323
Auxiliar	100%	1294

Tabla 34. Producción de vapor con los gases de escape

Luego como se puede ver, el vapor generado por estos gases no es suficiente para ninguna de las condiciones, por lo que tendremos que disponer calderas para conseguir este caudal. Para ello se dispondrán las siguientes calderas:



- Una caldera de 4000 kg<sub>vapor</sub>/h
- Dos calderas de 45000 kg<sub>vapor</sub>/h

La caldera pequeña se alimentará desde los tanques de servicio diario de los motores auxiliares, ya que su consumo es de 0.304 t/h. Luego si sumamos este consumo al de los auxiliares tenemos que la cantidad consumida en un día es:

Equipo	Potencia	Consumo específico	Consumo diario (t/día)
Máquinas auxiliares	2800 kW	$199.5 \frac{g}{kWh}$	13.41
Caldera		0.304 t/h	7.30
Total			20.71

Tabla 35. Consumo diario del tanque de servicio diario auxiliar

Como podemos ver, el tanque de servicio diario de los motores auxiliares tenía un tamaño de 26.72 t, por lo que este tanque no ha visto mermada su capacidad a menos de un día.

Por su parte, las calderas grandes tienen su propio tanque de servicio diario que sirve para las 36 horas de calentamiento de la carga.

### 3.7. Sistema de ventilación

El sistema de ventilación tendrá que suministrar aire a los distintos motores para utilizarlo para la combustión y además extraer el calor generado por estos motores.

#### 3.7.1. Aire para la combustión

El consumo del motor principal se puede obtener de los datos del fabricante y es de 69.9t/h o lo que es lo mismo ( $\rho=1.3\text{kg/m}^3$ ) 53769 m<sup>3</sup>/h

Para sacar el consumo de aire de los motores auxiliares hacemos lo mismo que en apartados anteriores y obtenemos este valor mediante regresiones. El valor obtenido es de 30.72 t/h (23633 m<sup>3</sup>/h)

El otro consumidor serán las calderas principales. Mirando los consumos de estas calderas tenemos que su consumo de aire es de 85038.67m<sup>3</sup>/h

#### 3.7.2. Aire de refrigeración

En cuanto a las necesidades de aire para el motor principal, estas vienen determinadas por el fabricante y se necesita evacuar un calor de 2830 kW=2437321 kcal/h.

En cuanto a los motores auxiliares se supone que tenemos unas pérdidas de 1,5% por radiación y otro 8% por pérdidas en los circuitos eléctricos por efecto Joule. Entonces nos queda que la potencia que tenemos que extraer de los motores auxiliares es de 229091 kcal/h.

Por parte de las calderas el calor a extraer está en torno al 2% de la potencia. Por lo tanto la potencia que se disipará será de 1345684 kcal/h.

Entonces nos queda que el calor total a disipar es de 4012096 kcal/h. Para convertir dicho calor en caudal de aire usaremos la siguiente expresión empírica:

$$q = \frac{3 \cdot Q}{(T_{CCMM} - T_{in})} = 2407257.36 \frac{m^3}{h}$$

### 3.7.3. Cálculo de ventiladores

Una vez que hemos calculado el caudal de aire necesario podemos dimensionar los ventiladores. Para ello colocaremos 4 ventiladores que cada uno proporcione el 33% del caudal requerido. Entonces tenemos:

	Caudal (m <sup>3</sup> /h)
Consumo	162441
Refrigeración	2407257

Tabla 36. Necesidades de ventilación de la cámara de máquinas

Para calcular la potencia de los ventiladores suponemos que la diferencia de presión es de 65mm, por lo que nos queda que la potencia requerida es:

$$P = \frac{Q \cdot p}{\eta} = 0.986 \text{ kW}$$

Por lo tanto se instalarán 4 ventiladores de 0.350 kW cada uno

### 3.7.4. Sistema de extracción

Además del sistema de ventilación se deberá disponer de un sistema de extracción en el local de depuradoras y en la cámara de bombas. Para ello supondremos un número de renovaciones de 50 ren./h. Con esto nos quedan los siguientes caudales:

	Volumen (m <sup>3</sup> )	Caudal (m <sup>3</sup> /h)
Local purificadoras	168	8400
Cámara de bombas	1066	53293

Tabla 37. Necesidades de extracción

Entonces nos queda un caudal total de 61693 m<sup>3</sup>/h. Por lo tanto si suponemos una diferencia de presión de 40mm y un rendimiento de 0.6 la potencia consumida nos queda:

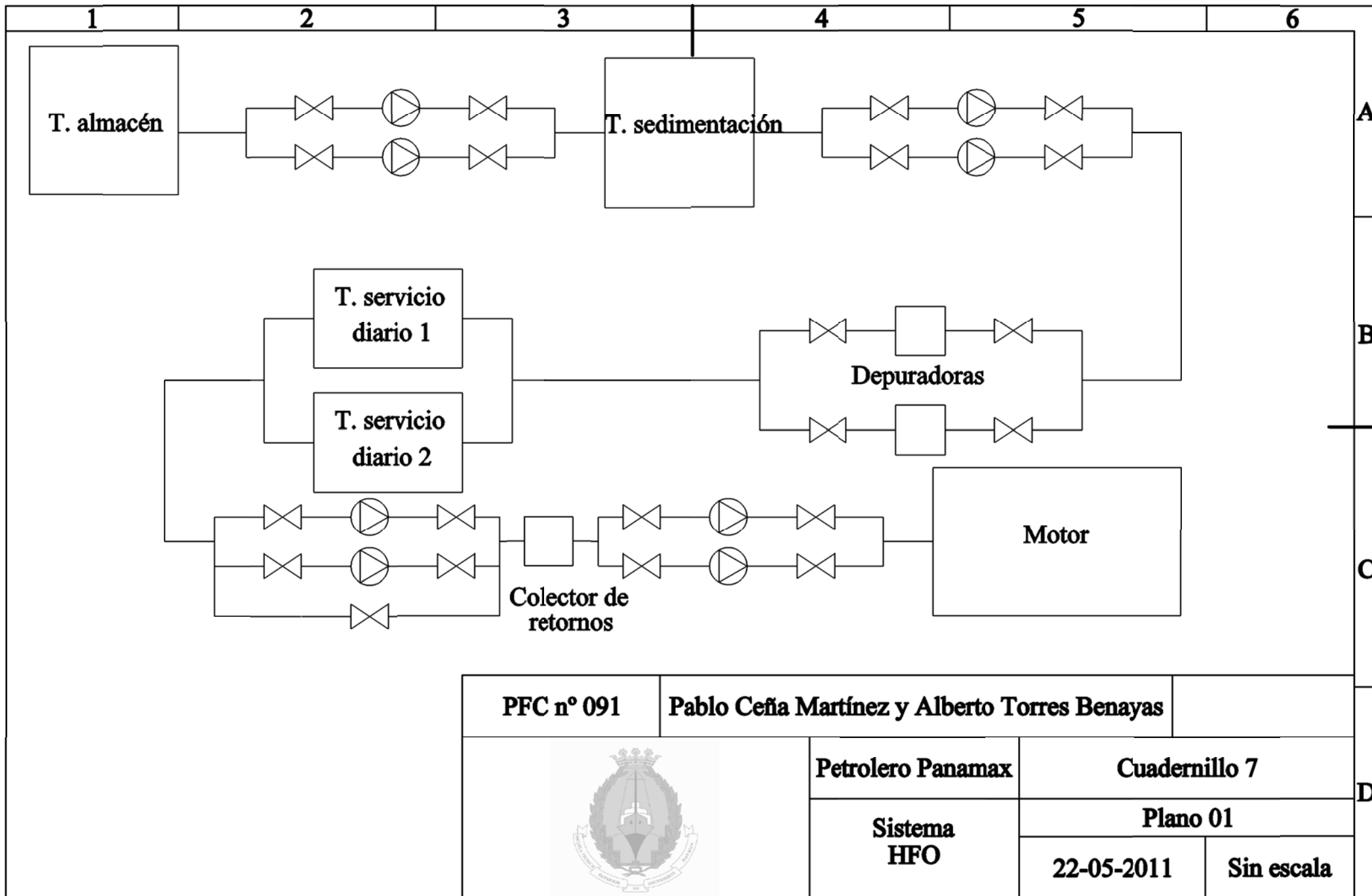
$$P = \frac{Q \cdot p}{\eta} = 0.015 \text{ kW}$$

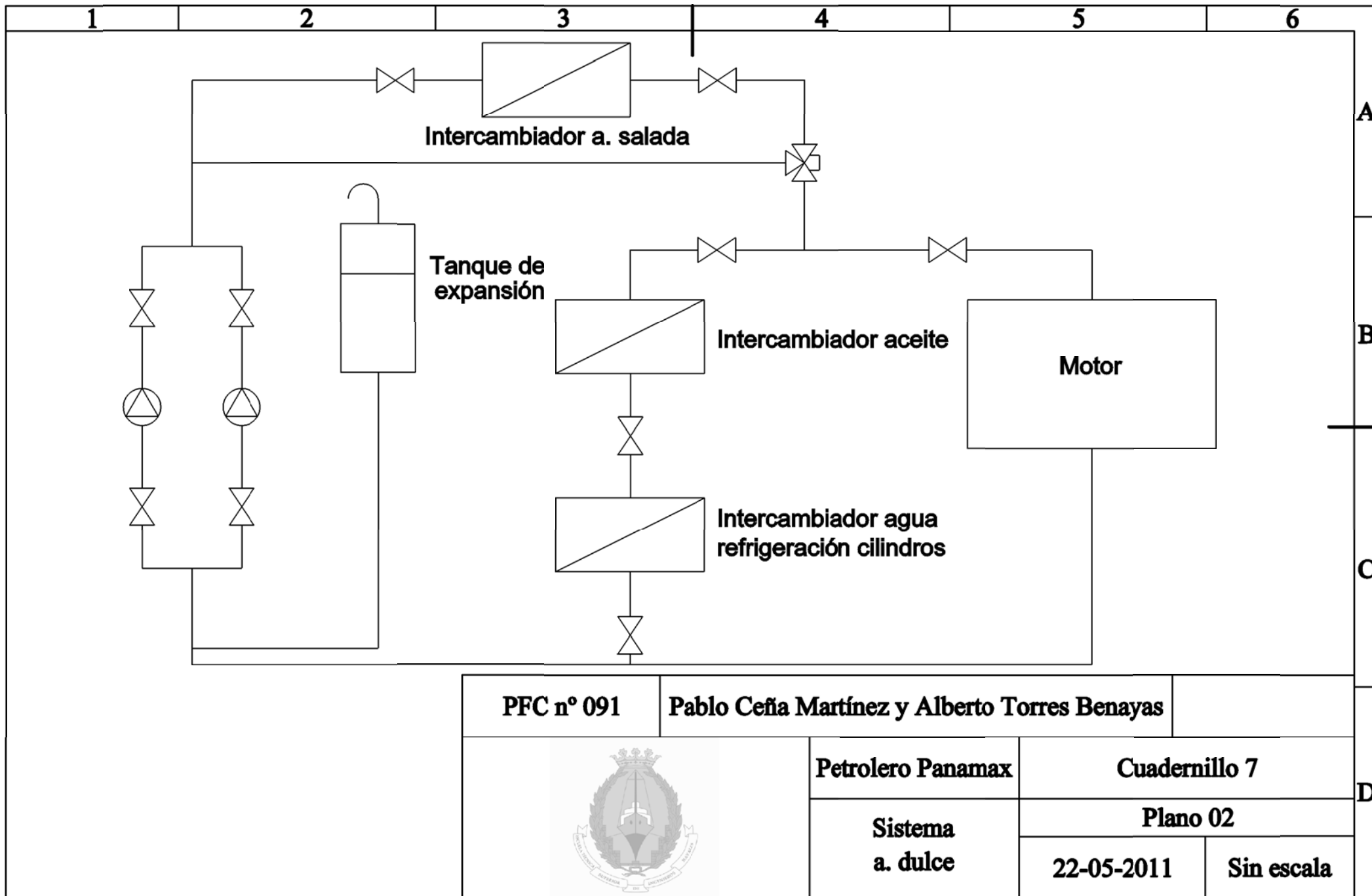
#### 4. Referencias

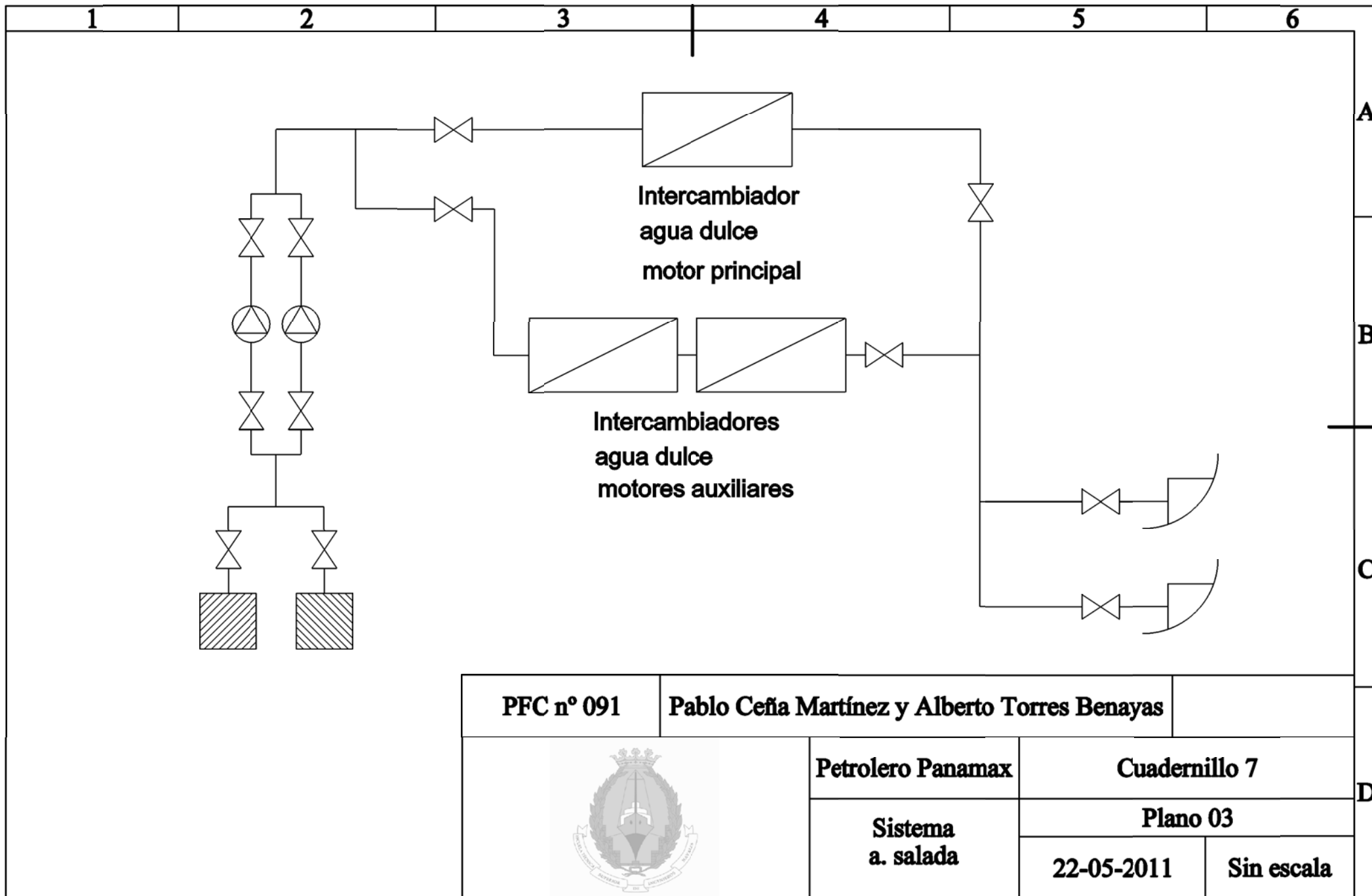
- [1] Project Guide del motor MAN B&W 6S46ME-B8-TII
- [2] Apuntes de la asignatura “Equipos a bordo II” del profesor D. Jesús Panadero Pastrana y D. Alfonso López
- [3] El proyecto básico del buque mercante. Ricardo Alvariño, Juan José Azpíroz y Manuel Meizoso. Fondo editorial de ingeniería naval. COIN 1997.
- [4] Introducción al diseño de cámara de máquinas. Álvaro Zurita y Sáez de Navarrete. Sección de Publicaciones de la ETSIN
- [5] Reglamento SOLAS
- [6] Reglamento MARPOL
- [7] Normas de la American Bureau of Shipping
- [8] Apuntes de la asignatura “Sistemas térmicos” del profesor D. Luis Ramón Núñez Rivas.

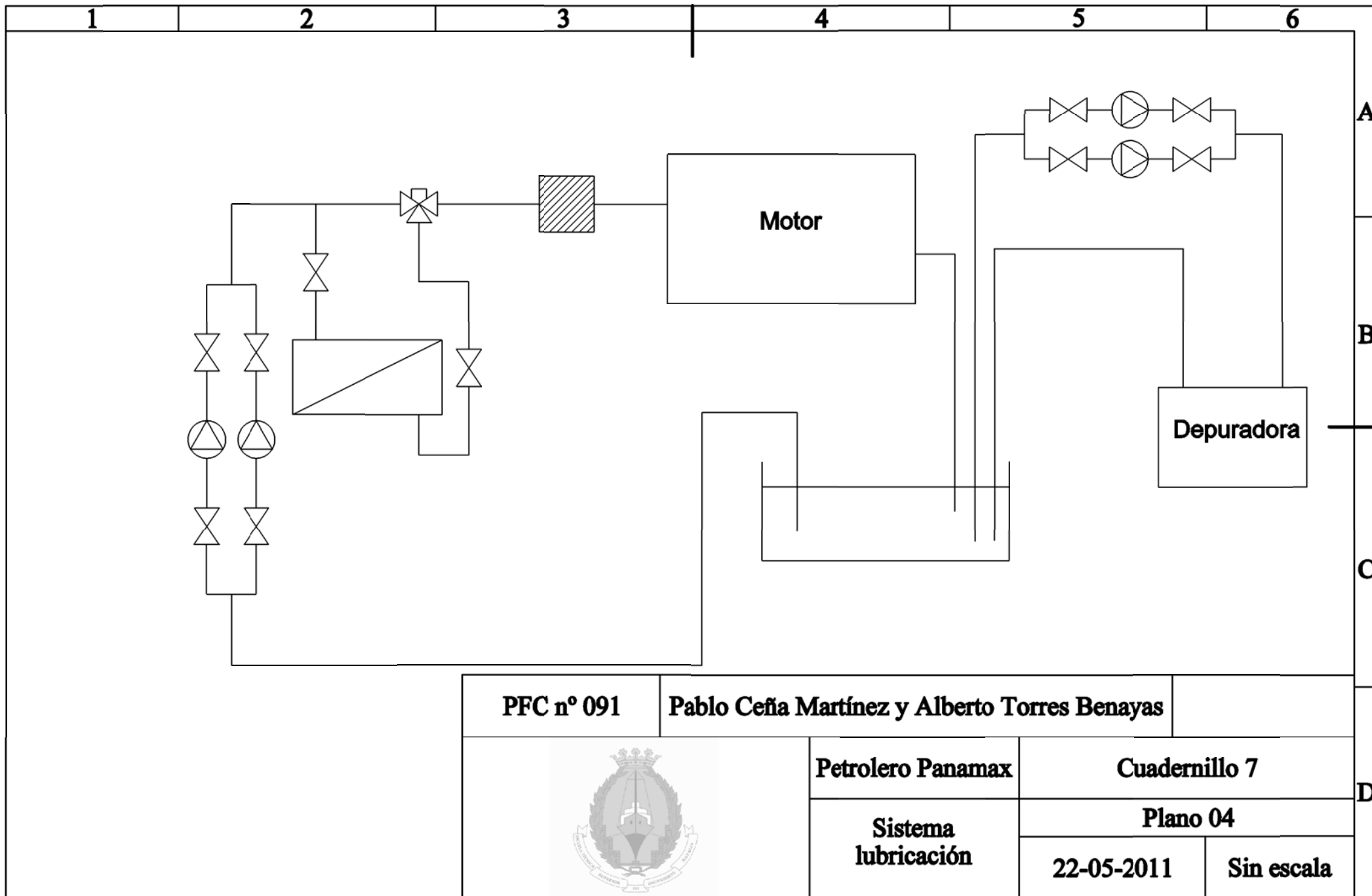
## 5. Índice de figuras y tablas

Figura 1.	Gráfico de funcionamiento del motor
Figura 2.	Consumo de aceite de lubricación de cilindros
Tabla 1.	Características de la turbosoplante
Tabla 2.	Características del HFO
Tabla 3.	Consumo de HFO
Tabla 4.	Tanques de HFO
Tabla 5.	Tanques de HFO 2
Tabla 6.	Bombas HFO motor principal
Tabla 7.	Bombas HFO motores auxiliares
Tabla 8.	Bombas HFO de los motores auxiliares
Tabla 9.	Tanques de MDO
Tabla 10.	Bomba de aceite lubricante
Tabla 11.	Consumo de aceite de lubricación
Tabla 12.	Tanques aceite de lubricación de cilindros
Tabla 13.	Intercambiador de calor de agua de las camisas
Tabla 14.	Intercambiador de calor de aceite de lubricación
Tabla 15.	Intercambiador de calor de agua dulce con el motor principal
Tabla 16.	Necesidad de vapor para mantener la temperatura de la carga
Tabla 17.	Necesidades de calor para calentar la carga
Tabla 18.	Necesidades de calor de la carga
Tabla 19.	Necesidades de calor para mantener la temperatura del HFO del motor principal
Tabla 20.	Necesidades de calor para calentar el HFO del motor principal
Tabla 21.	Necesidades de calor de HFO del motor principal
Tabla 22.	Necesidades de calor para mantener la temperatura del HFO de los motores aux.
Tabla 23.	Necesidades de calor para calentar el HFO del motor auxiliar
Tabla 24.	Necesidades de calor del HFO de los motores auxiliares
Tabla 25.	Necesidades de calor para mantener la temperatura del HFO de las calderas
Tabla 26.	Necesidades de calor para calentar el HFO de las calderas
Tabla 27.	Necesidades de calor para mantener la temperatura del resto de los tanques
Tabla 28.	Necesidades de calor para calentar el resto de los tanques
Tabla 29.	Necesidades de calor del resto de los tanques
Tabla 30.	Necesidades de calor de los calentadores
Tabla 31.	Necesidades de calor en las diferentes situaciones
Tabla 32.	Necesidades de vapor de las diferentes necesidades
Tabla 33.	Regímenes de operación de los motores en las diferentes situaciones
Tabla 34.	Producción de vapor con los gases de escape
Tabla 35.	Consumo diario del tanque de servicio diario auxiliar
Tabla 36.	Necesidades de ventilación de la cámara de máquinas
Tabla 37.	Necesidades de ventilación de la cámara de máquinas
Tabla 38.	Necesidades de extracción

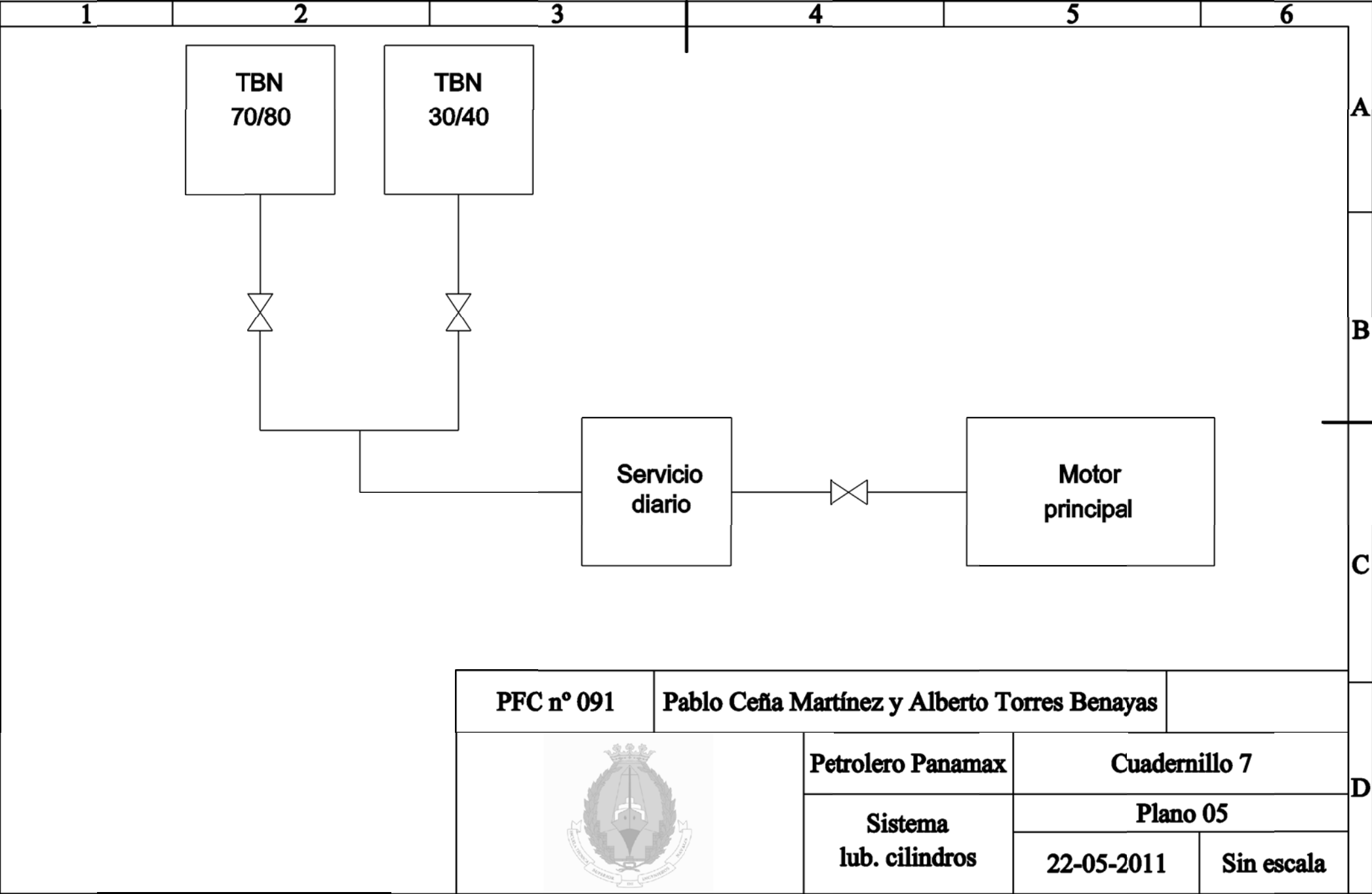






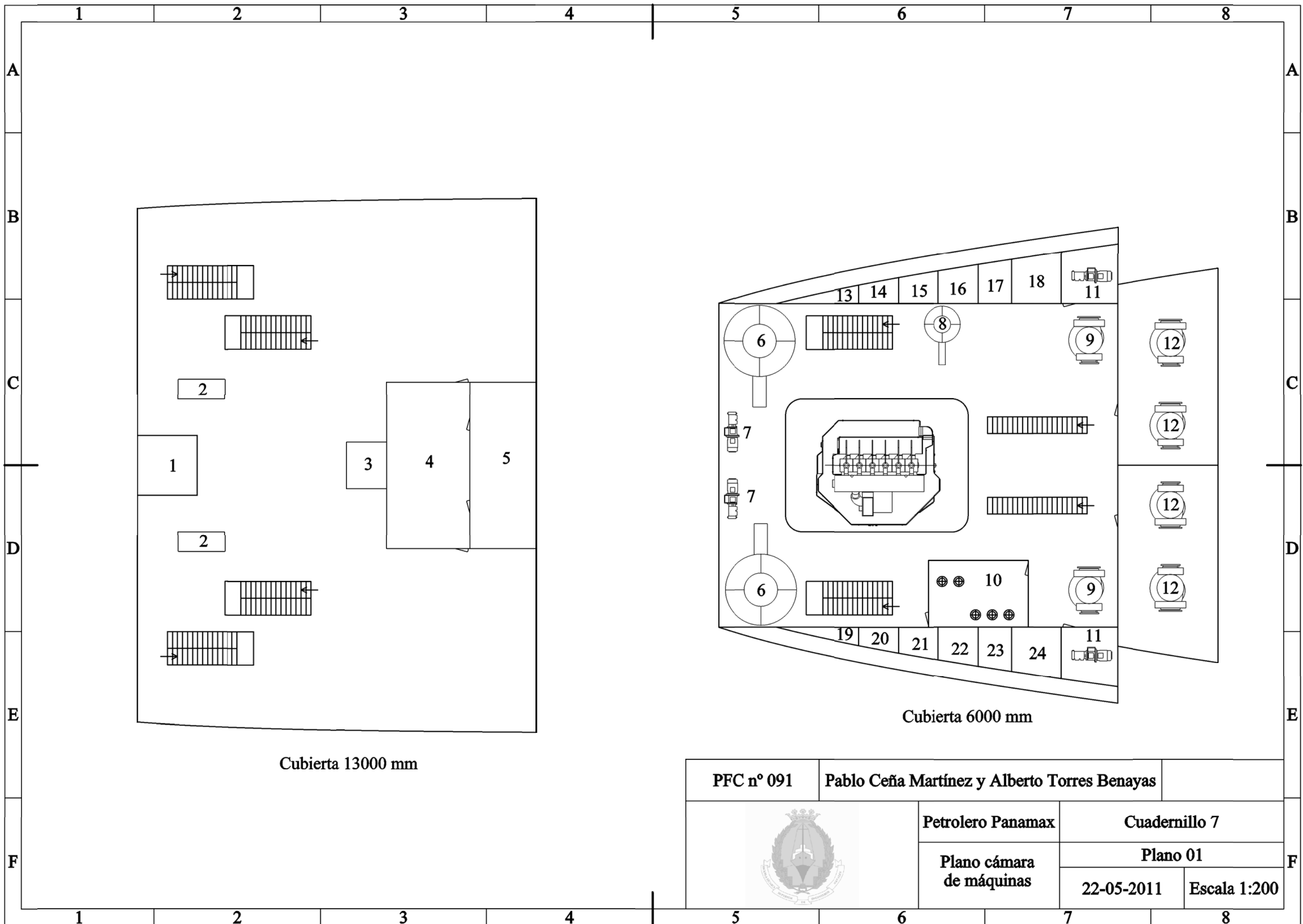





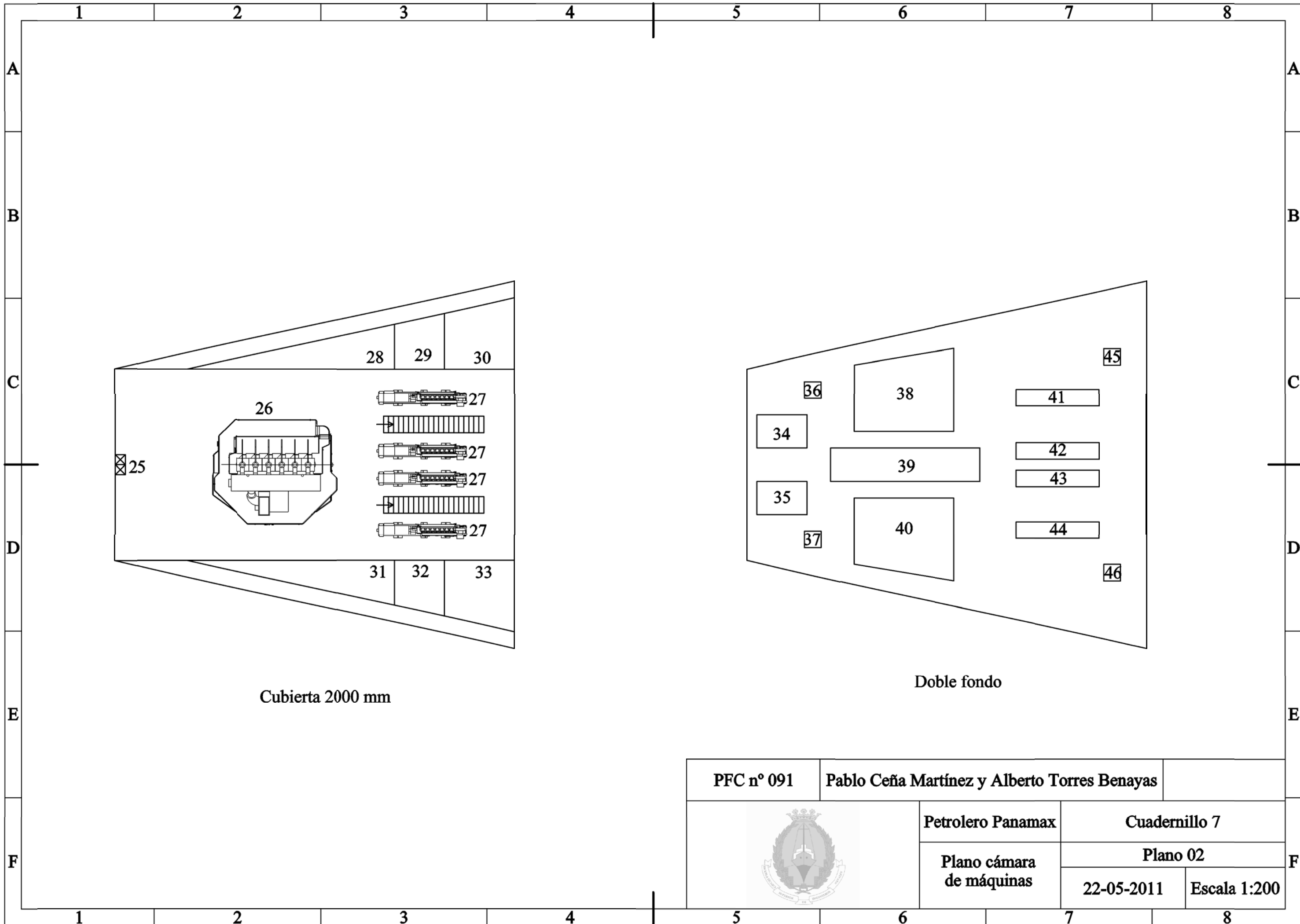



## Anexo VI

	Q (kcal /h)	Navegación		Calentando		Descarga		Puerto	
		ks	Q (kcal /h)	ks	Q (kcal /h)	ks	Q (kcal /h)	ks	Q (kcal /h)
Tanques de carga	44039494	0	0	1	44039494	0.6	26423696.4	0	0
Tanque almacén 1 ER	597951	0.25	149487.75	0.25	149487.75	0.25	149487.75	0.25	149487.75
Tanque almacén 1 BR	597951	0.25	149487.75	0.25	149487.75	0.25	149487.75	0.25	149487.75
Tanque almacén 2 ER	578591	0.25	144647.75	0.25	144647.75	0.25	144647.75	0.25	144647.75
Tanque almacén 2 BR	578591	0.25	144647.75	0.25	144647.75	0.25	144647.75	0.25	144647.75
Tanque de sedimentación	297540	0.8	238032	0.8	238032	0	0	0.5	148770
Tanque de servicio diario ER	302589	0.5	151294.5	0.5	151294.5	0	0	0.5	151294.5
Tanque de servicio diario BR	302589	0.5	151294.5	0.5	151294.5	0	0	0.5	151294.5
Colector de retornos	6975	0.8	5580	0.8	5580	0	0	0.5	3487.5
Tanque de sedimentación	130813	0.8	104650.4	0.8	104650.4	1	130813	1	130813
Tanque de servicio diario ER	153608	0.5	76804	0.5	76804	1	153608	1	153608
Tanque de servicio diario BR	153608	0.5	76804	0.5	76804	1	153608	1	153608
Colector de retornos	6975	0.8	5580	0.8	5580	1	6975	1	6975
Tanque de aceite de cilindros	34480	0.8	27584	0.8	27584	0	0	0.5	17240
Tanque de lodos	60145	0	0	0	0	1	60145	0	0
Tanque de reboses	77365	0	0	0	0	1	77365	0	0
Depuradoras del motor principal	38333	1	38333	1	38333	0	0	0.5	19166.5
Depuradoras de los motores auxiliares	16886	0.5	8443	0.5	8443	1	16886	1	16886
Calentador de combustible del m. ppal.	14000	1	14000	1	14000	0	0	0.5	7000
Calentador de combustible de m. aux.	4190	0.5	2095	0.5	2095	1	4190	1	4190
Agua dulce sanitaria	432000	1	432000	1	432000	1	432000	1	432000
Depuradora de aceite	16875	0.8	13500	0.8	13500	0.5	8437.5	0.8	13500
Tanque de servicio diario de calderas	795881	1	795881.417	1	795881.417	0.5	397940.708	0	0
Necesidades de calor (kcal/h)			2730146.82		46769640.8		28453935.6		1998104
Necesidades de vapor (t/h)			5.524		94.637		57.576		4.043



PFC nº 091	Pablo Cefia Martínez y Alberto Torres Benayas		
	Petrolero Panamax	Cuadernillo 7	
	Plano cámara de máquinas	Plano 01	
		22-05-2011	Escala 1:200



PFC nº 091	Pablo Ceña Martínez y Alberto Torres Benayas		
	Petrolero Panamax	Cuadernillo 7	
	Plano cámara de máquinas	Plano 02	
		22-05-2011	Escala 1:200

## Lista de elementos

Número	Nombre
1	Guardacalor
2	Sistema de climatización
3	Tanques de aceite lubricación de cilindros
4	Sala de control
5	Cuadros eléctricos
6	Calderas grandes
7	Bombas de sentinas
8	Caldera pequeña
9	Bombas de lastre
10	Cuarto de depuradoras
11	Bombas de CI
12	Bombas de descarga
13	Tanque de HFO alto
14	Tanque de agua dulce 2
15	Tanque de agua dulce 1
16	Tanque de lubricación alto y bajo
17	Tanque de sedimentación principal y tanque servicio diario de HFO auxiliares
18	Tanque servicio diario calderas
19	Tanque de HFO alto
20	Tanque de agua dulce 2
21	Tanque de agua dulce 1
22	Tanque de sedimentación auxiliar y tanque servicio diario de HFO auxiliares
23	Tanque servicio diario HFO auxiliares
24	Tanque servicio diario calderas
25	Colector de retornos
26	Motor principal
27	Motores auxiliares
28	Tanque HFO bajo BR
29	Tanque de servicio diario HFO BR
30	Tanque de MDO BR
31	Tanque HFO bajo ER
32	Tanque de servicio diario HFO ER
33	Tanque de MDO ER
34	Tanque de reboses
35	Tanque de lodos
36	Toma de mar
37	Toma de mar
38	Tanque de aguas grises
39	Carter aceite principal
40	Tanque de aguas negras
41	Carter aceite auxiliar 1
42	Carter aceite auxiliar 2
43	Carter aceite auxiliar 3
44	Carter aceite auxiliar 4
45	Toma de mar
46	Toma de mar

# Cuadernillo 8

## Equipos y servicios

---

Petrolero de crudo Panamax 65000TPM

**Pablo Ceña Martínez**

**Alberto Torres Benayas**



Tutor: Don Ignacio Díez de Ulzurrun

Proyecto Final de Carrera número: 091

## Índice

1.	Introducción .....	5
2.	Servicios de casco.....	5
2.1.	Servicios de gobierno .....	5
2.1.1.	Servomotor.....	5
2.2.	Servicio de fondeo.....	5
2.2.1.	Anclas y cadenas .....	5
2.2.2.	Molinetes.....	6
2.3.	Sistema de remolque y amarre .....	6
2.4.	Servicios contraincendios.....	7
2.4.1.	Espuma en cámara de máquinas.....	7
2.4.2.	Sistema de espuma en cubierta .....	8
2.4.3.	Sistema de aspersores en cámara de máquinas .....	10
2.4.4.	Sistema de rociadores en acomodación .....	10
2.4.5.	Sistema de gas inerte .....	10
2.4.6.	Sistema de extinción en cámara de bombas.....	11
2.4.7.	Dimensionamiento de bombas .....	11
2.5.	Servicio de lastre y sentinas .....	12
2.5.1.	Servicio de lastre .....	12
2.5.2.	Servicio de sentinas.....	12
2.6.	Servicios de acceso y elevación.....	13
2.6.1.	Servicios de acceso.....	13
2.6.2.	Servicios de elevación .....	13
2.7.	Sistemas de salvamento.....	14
2.7.1.	Chalecos salvavidas .....	14

2.7.2.	Aros salvavidas .....	14
2.7.3.	Botes y balsas salvavidas.....	15
2.7.4.	Otros elementos.....	15
3.	Servicios de la carga .....	15
3.1.	Sistema de carga y descarga .....	15
3.2.	Sistema de limpieza de tanques.....	16
3.2.1.	Sistema de lavado con crudo (COW).....	16
3.2.2.	Sistema de lavado con agua caliente .....	16
4.	Servicios de habilitación.....	16
4.1.	Servicio de climatización .....	16
4.1.1.	Servicio de calefacción .....	18
4.1.2.	Servicio de aire acondicionado .....	19
4.2.	Servicio de agua sanitaria.....	19
5.	Servicios de habilitación y fonda.....	20
5.1.	Gambuza refrigerada.....	20
5.2.	Gambuza seca .....	21
5.3.	Frigoríficos y fuentes frías .....	21
5.4.	Equipo de fonda .....	21
5.5.	Equipo de lavandería.....	22
6.	Equipos de navegación, comunicaciones y automatización .....	22
6.1.	Equipos de ayuda a la navegación .....	22
6.2.	Equipos de comunicaciones exteriores.....	23
6.3.	Comunicaciones internas .....	23
6.4.	Equipos de telecontrol y automatizaciones .....	24
7.	Alumbrado.....	25
7.1.	Luces de navegación.....	25



7.2.	Alumbrado interior.....	26
7.3.	Alumbrado exterior .....	28
8.	Referencias.....	29
9.	Índice de figuras y tablas.....	30
Anexo 1.	Sistema de contraincendios .....	31
Anexo 2.	Sistema de gas inerte .....	32
Anexo 3.	Sistema de lastre .....	33
Anexo 4.	Sistema de salvamento.....	34
Anexo 5.	Sistema de carga y descarga.....	35

## 1. Introducción

En el presente cuadernillo se tratará de definir todos los equipos que se colocarán en el buque. También se tratará de hacer una estimación de la potencia que consumen para poder ajustar el balance eléctrico del cuadernillo siguiente.

Para ello, teniendo en cuenta que muchos de los sistemas requieren bombas, los rendimientos elegidos para estas bombas serán

- Bombas de gran tamaño 0.7
- Bombas de pequeño y mediano tamaño 0.6

## 2. Servicios de casco

### 2.1. Servicios de gobierno

#### 2.1.1. Servomotor

El servomotor fue definido en el cuadernillo 6 y estaba compuesto por dos bombas de 37 kW cada una.

### 2.2. Servicio de fondeo

Para definir los servicios de fondeo, lo primero que se tiene que hacer es calcular el numeral del equipo. Para ello seguimos las reglas ABS en su Parte 3, Capítulo 5, Sección 1-3. Para ello los datos que necesitamos son:

Variable	Valor
k	1.0
$\Delta$	79040 t
m	2
B	32.2 m
h	17.5 m
n	0.1
A	4696.11 m <sup>2</sup>

Tabla 1. Variables del numeral del equipo

$$\text{Numeral del equipo} = k \cdot \Delta^{\frac{2}{3}} + mBh + nA = 3438.36$$

#### 2.2.1. Anclas y cadenas

El tipo de ancla viene definido por la norma en su Parte 3, Capítulo 5, Sección 1-7. En dicha norma se especifica que el ancla será del tipo Sotckless Bower.

Para determinar su número y peso, así como las dimensiones de la cadena, lo hacemos con la tabla 1 de la Parte 3, Capítulo 5, Sección 1. En ella tenemos que entrar con nuestro numeral, y según lo indicado en las normas, el numeral se redondeará al numeral tabulado más bajo. Por lo tanto tenemos que entrar en el numeral U42 (Equipment number=3400). Por tanto nos queda que las características de las anclas son:

Anclas	
Número	3
Peso por ancla	10500 kg

Tabla 2. Lista de anclas

Con esto también podemos determinar las características de la cadena.

Longitud	660 m
Diámetro	102 mm

Tabla 3. Características de la cadena

Para calcular el diámetro tenemos en cuenta que el acero que se usará para las cadenas es de grado I.

Con esto podemos calcular el volumen que ocupa cada cadena (ref. [1]):

$$V = 0.082 \cdot d^2 \cdot L \cdot 10^{-4} = 56.31 \text{ m}^3$$

En el cuadernillo 4 se dejó suficiente espacio para que se pudiese alojar las cajas de cadenas, por lo que no hay problema de espacio en la proa del buque.

### 2.2.2. Molinetes

Para determinar la fuerza que deberá de generar el molinete, lo que tenemos que mirar es la Parte 4, Capítulo 5, Sección 1-5.1 de las normas. Para ello, lo que tenemos es que los molinetes deberán de dar una fuerza continua durante 30 minutos de:

$$F = 37.5 \cdot d^2 = 390150 \text{ N} = 390.15 \text{ kN}$$

El sistema deberá soportar una sobrecarga de un 50% de la fuerza continua durante 2 minutos.

La capacidad de freno del sistema será como mínimo un par tal que la fuerza que cree en la cadena que sea el 80% de la resistencia a la rotura.

La velocidad media de izada de la cadena deberá de ser de 9 m/min. Luego si conocemos la fuerza y la velocidad del molinete, podemos determinar la potencia del molinete ( $\eta=0.6$ ):

$$P = \frac{F \cdot v}{\eta} = 146 \text{ kW/cada uno}$$

Como se puede ver, dicha potencia está calculada para la fuerza de sobrecarga.

Se colocarán 2 molinetes, uno a cada banda.

## 2.3. Sistema de remolque y amarre

Los sistemas de remolque y amarre se definen por la normativa de la Sociedad de Clasificación (Parte 3, Capítulo 5, Sección 1-9). En el caso de petroleros con peso muerto

superior a 20000 t serán obligatorios, por lo que nuestro buque deberá incorporarlos. Lo primero que tenemos que calcular es el cociente A/EN:

$$\frac{A}{EN} = \frac{4696.11}{3438.36} = 1.37$$

donde A es el área de la superestructura y EN el numeral del equipo.

Como este valor es superior a 0.9 debemos de hacer una corrección al número de cabos de amarre. Como el cociente A/EN es superior a 1.2, tenemos que aumentar el número de cabo de amarre en 3.

Para determinar los demás valores, tenemos que calcularlos siguiendo lo expresado en la tabla 2 de la Parte3, Capítulo 5, Sección 1. De ella obtenemos lo siguiente:

Cabo de remolque	
Longitud	280 m
Carga de rotura	1471.0 kN
Cabos de amarre	
Número	6+3=9
Longitud de cada uno	200 m
Carga de rotura	588 kN

Tabla 4. Cables de amarre y remolque

Una vez que conocemos esto podemos calcular la potencia de los chigres. Para ello suponemos que trabajarán a una velocidad de 9m/min y por tanto conociendo la fuerza máxima tenemos que la potencia es ( $\eta=0.6$ ):

$$P = \frac{F \cdot v}{\eta} = 147 \text{ kW/cada uno}$$

Se colocarán 4 chigres, de los cuales habrá dos en una banda y dos en otra y tendremos dos a proa y otros dos a popa.

## 2.4. Servicios contraincendios

Todos los servicios contraincendios vienen recogidos en la normativa SOLAS, Capítulo II-2<sup>1</sup>. Como nuestro buque es un buque tanque, se aplicarán las prescripciones de la parte A (generalidades) y de la parte E (buques tanque).

### 2.4.1. Espuma en cámara de máquinas

El sistema se diseña partiendo de la superficie máxima de cámara de máquinas según indica el Convenio SOLAS, Capítulo II-2, Regla 9. El sistema tendrá que ser capaz de cubrir esta

---

<sup>1</sup> También viene recogido por la Parte 4, Capítulo 7, Sección 3 de las normas de la Sociedad de Clasificación y que tiene los mismos requerimientos.

zona con una película de 150mm de espuma de baja expansión (relación 12:1). Entonces el dimensionamiento del sistema es el siguiente:

$$V_{\text{espuma}} = S_{\text{máx}} \cdot 150\text{mm} = 772.8 \text{ m}^2 \cdot 150 \text{ mm} = 115.92 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{solución espumógena}} = \frac{V_{\text{espuma}}}{12} = 9.7 \text{ m}^3$$

Para saber las necesidades de espumógeno concentrado debemos conocer la relación de mezcla que tenemos con el agua. Esta relación oscila entre el 3 y el 5%. Nosotros decidimos poner una relación de 5%, por lo que la cantidad de espuma que necesitamos será:

$$V_{\text{espumógeno concentrado}} = V_{\text{solución espumógena}} \cdot 5\% = 0.49 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{agua}} = V_{\text{solución espumógena}} \cdot 95\% = 9.2 \text{ m}^3$$

Ahora nos queda el caudal que debe tener el sistema. Para ello, lo que tenemos es que la espuma que cubra la máxima superficie de cámara de máquinas debe estar cubierta en menos de 5 minutos, por lo que el caudal que nos queda es:

$$Q_{\text{espuma}} = \frac{V_{\text{espuma}}}{5 \text{ min}} = 1391.04 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$Q_{\text{solución espumógena}} = \frac{V_{\text{solución espumógena}}}{5 \text{ min}} = 116.4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$Q_{\text{espumógeno concentrado}} = \frac{V_{\text{espumógeno concentrado}}}{5 \text{ min}} = 5.88 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \approx 6 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$Q_{\text{agua}} = \frac{V_{\text{agua}}}{5 \text{ min}} = 110.4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Entonces nos queda que la bomba necesaria para este sistema es (presión 100mca, rendimiento 60%):

$$P_{\text{espumógeno concentrado}} = \frac{6 \cdot 100 \cdot 9.8}{3600 \cdot 0.6} = 2.73 \text{ kW}$$

#### 2.4.2. Sistema de espuma en cubierta

El sistema se diseña partiendo de las especificaciones del Convenio SOLAS, Capítulo II-2, Regla 61. En ella y sus posteriores enmiendas se establece que la capacidad del sistema está en función del arqueado bruto. Como el arqueado de nuestro buque es superior a las 4000 tons tendremos que cumplir con lo siguiente:

- Cada uno de los cañones podrá suministrar al menos el 50% del caudal total
- Se considerará como alcance de diseño el 75% del alcance

Para este sistema, tomamos el alcance de los cañones de 45 m. En el anexo 1 se muestra su disposición.

Lo que tenemos que hacer ahora es diseñar el caudal. Para ello, lo que hacemos es determinar el caudal mínimo según lo expresado en la normativa:

$$Q_{cubierta} = 0.6 \cdot A_{cubierta} = 0.6 \cdot 150m \cdot 32.2m = 2898 \frac{l}{min}$$

$$Q_{tanques} = 6 \cdot A_{tanque\ mayor} = 6 \cdot 314.4m^2 = 1886 \frac{l}{min}$$

$$Q = 3 \cdot A_{cañón} = 3 \cdot \pi \cdot \frac{(45 \cdot 75\%)^2}{4} = 2683.85 \frac{l}{min} > 1250 \frac{l}{min}$$

Luego nuestro caudal será 2898 l/min o lo que es lo mismo 173.88 m<sup>3</sup>/h.

En nuestro proyecto vamos a colocar un sistema de generación de gas inerte, por lo que el funcionamiento del sistema tiene que durar como mínimo 20 minutos. Con esto podemos calcular las cantidades necesarias de los distintos componentes. Para ello usaremos la misma espuma que en el apartado anterior.

$$V_{espuma} = 57.96 m^3$$

$$V_{solución\ espumógena} = \frac{57.73}{12} = 4.83 m^3$$

$$V_{espumógeno\ concentrado} = 4.83 \cdot 5\% = 0.25 m^3$$

$$V_{agua} = 4.83 \cdot 95\% = 4.59 m^3$$

Ahora determinamos los caudales de cada elemento:

$$Q_{espuma} = 173.88 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{solución\ espumógena} = 14.49 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{espumógeno\ concentrado} = 0.73 \frac{m^3}{h} \approx 0.75 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{agua} = 13.77 \frac{m^3}{h}$$

Con esto podemos determinar la potencia de la bomba. Para ello suponemos que tenemos una presión de 100mca. El rendimiento se tomará del 60%:

$$P_{espumógeno\ concentrado} = \frac{0.75 \cdot 100 \cdot 9.81}{3600 \cdot 0.6} = 0.34 kW$$

En cuanto al depósito de espumógeno concentrado será común tanto para la cámara de máquinas como para la zona de carga. Por tanto, el tamaño del depósito de espumógeno concentrado tendrá un tamaño mínimo de:

$$V_{\text{espumógeno concentrado}} = 0.25 + 0.49 = 0.74 \text{ m}^3$$

### 2.4.3. Sistema de aspersores en cámara de máquinas

Para dimensionar este sistema recurrimos al Convenio SOLAS, Capítulo II-2, Regla 11. En esta regla se fija el caudal mínimo que tenemos que tener con los rociadores. Para ello tenemos que tener en cuenta que cada cubierta de la cámara de máquinas la dividimos en espacios separados. Por tanto tenemos:

$$Q = 5 \cdot A_{\text{mayor}} = 3864 \frac{l}{\text{min}} = 231.84 \frac{\text{m}^3}{h}$$

### 2.4.4. Sistema de rociadores en acomodación

Para dimensionar esto tenemos que dividir la acomodación siguiendo el convenio SOLAS, Capítulo II-2, Regla 12. Para ello lo que haremos será dividirla en 4 zonas, una por cada una de las cubiertas. Ahora tendremos que comprobar que tenemos menos de 200 rociadores por cubierta. El alcance de un rociador suele ser de unos 2 metros, por lo que el área cubierta por cada rociador es:

$$A_{\text{rociador}} = \pi \cdot 2^2 = 12.57 \text{ m}^2$$

El área máxima a cubrir es de 480 m<sup>2</sup>. Entonces tenemos que necesitamos:

$$N_{\text{rociadores}} = \frac{480 \text{ m}^2}{12.57 \text{ m}^2} = 38.19 \rightarrow 39 \text{ rociadores.}$$

Si tenemos en cuenta que existen mamparos que separan espacios y que pueden aumentar el número de rociadores nunca llegaremos a alcanzar la cifra de 200 rociadores.

Una vez conocido esto podemos calcular el tamaño del depósito de agua dulce.

$$Q = 5 \cdot A_{\text{máx}} = 2400 \frac{l}{\text{min}} = 144 \frac{\text{m}^3}{h}$$

$$V_{\text{agua dulce}} = \frac{Q}{1 \text{ min}} \cdot 2 = 4.8 \text{ m}^3$$

### 2.4.5. Sistema de gas inerte

El sistema de gas inerte viene regulado por el Convenio SOLAS, Capítulo II-2, Regla 62. Para poder tener un sistema de gas inerte, tenemos que obtener ese gas de algún lugar. En nuestro caso, y dado que es necesario para la carga y descarga de los tanques, lo que haremos será colocar un generador de gases. Entonces, lo que tenemos que determinar es la cantidad de gas inerte que hay que generar en función de la velocidad de descarga. Como nuestra capacidad de descarga es de 4300 m<sup>3</sup>/h (ver apartado 3.1), nuestro sistema tiene que estar diseñado con un margen de seguridad de un 25%, según la normativa, por lo que las necesidades de gas inerte son:

$$Q_{\text{gas inerte}} = 4300 \frac{\text{m}^3}{h} \cdot 125\% = 5375 \frac{\text{m}^3}{h}$$

En el anexo 2 se incluye la disposición del sistema así como sus elementos.

#### 2.4.6. Sistema de extinción en cámara de bombas

La extinción de incendios en la cámara de bombas está regida por el Convenio SOLAS, Capítulo II-2, Regla 63. En dicha norma se hace obligatoria la presencia de un sistema fijo de extinción de incendios. Para ello colocaremos dos ramales (babor y estribor) de aspersores similares a los de la cámara de máquinas. El sistema se diseñará siguiendo las mismas recomendaciones que se han usado para los sistemas de cámara de máquinas al no existir normativa que lo regule:

$$Q = 5 \cdot A_{mayor} = 5 \cdot 78.6 = 393 \frac{l}{min} = 23.58 \frac{m^3}{h}$$

#### 2.4.7. Dimensionamiento de bombas

Si analizamos los distintos caudales que se requieren de agua salada para los sistemas contraincendios tenemos:

Sistema	Caudal (m <sup>3</sup> /h)
Espuma de cámara de máquinas	110.4
Espuma en cubierta	13.77
Aspersores en cámara de máquinas	231.84
Rociadores en acomodación	144
Aspersores en cámara de bombas	23.58

Tabla 5. Dimensionamiento de bombas de CI

Entonces vemos que el caudal mínimo que necesitamos es de 231.84 m<sup>3</sup>/h. Pero el dimensionamiento de la bomba contraincendios viene determinado por la capacidad de sentinas. Nunca deberá de ser inferior a 4/3 de la capacidad mínima de sentinas. Dicha capacidad se ha calculado en el apartado 2.5.2 del presente capítulo y tenemos que la capacidad contraincendios será de:

$$Q_{CI} = 226.4 \cdot \frac{4}{3} = 301.9 \frac{m^3}{h} \rightarrow 310 \frac{m^3}{h}$$

Ahora podemos calcular la potencia de las bombas. Para ello, lo que hacemos es suponer que la presión será de 100 mca y que el rendimiento de la bomba será del 60%.

$$P = \frac{310 \cdot 9.81 \cdot 100}{3600 \cdot 0.6} = 140.79 \text{ kW}$$

A continuación hacemos un resumen de las bombas utilizadas en el sistema contraincendios:

Bomba	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Presión (mca)	Potencia (kW)
Agua salada	310	100	140.79
Espumógeno CC.MM.	6	100	2.725
Espumógeno cubierta	0.75	100	0.34

Tabla 6. Potencia de las bombas de CI



## 2.5. Servicio de lastre y sentinas

### 2.5.1. Servicio de lastre

El servicio de lastre vendrá determinado por el tiempo de carga y descarga del buque. En nuestro caso este tiempo es de 18 horas. La capacidad de nuestros tanques de lastre es de 35848.32 m<sup>3</sup>. Esto quiere decir que el caudal que tendrán que aspirar las bombas será de 2400m<sup>3</sup>/h. La diferencia de presión que tendrán que vencer se estipula en 36 mca<sup>2</sup>, con lo que nos queda que la potencia total es de:

$$P_{lastre} = \frac{2400 \cdot 9.81 \cdot 36}{3600 \cdot 0.6} = 392.4 \text{ kW}$$

Para ello dispondremos dos bombas iguales que cada una de ellas nos dé el 100% del caudal de manera que se pueda operar con una dejando la otra en stand-by.

En cuanto a la forma de aspirar el lastre, lo que haremos será colocar dos aspiraciones en cada uno de los tanques para que la operación de deslastrado se pueda hacer en cualquier condición de trimado y escora.

Además, para determinar el diámetro que deberán de tener las tuberías del sistema tenemos que la velocidad máxima a la que puede circular el agua es de 3 m/s, con lo que podemos hallar fácilmente el diámetro del colector:

$$d_{colector,lastre} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} = 0.532m \rightarrow 0.534m$$

Se ha redondeado a un diámetro fijado por las normas UNE 19.050/75. En el anexo 3 se muestra un esquema general en el que se puede ver la información aquí descrita.

### 2.5.2. Servicio de sentinas

Para determinar el servicio de sentinas, lo primero que tenemos que hacer es fijarnos en la norma Parte 4, Capítulo 6, Sección 4-5.3. En dicha norma se especifica como se ha de dimensionar el sistema. Lo primero que hacemos es calcular el diámetro del colector de sentinas:

$$d = 25 + 1.68\sqrt{L(B + D)} = 205 \text{ mm} \rightarrow 200 \text{ mm}$$

El diámetro se ha redondeado a 200mm como exige las normas para que sea una tubería de diámetro comercial.

Por su parte el tamaño de los ramales de la tubería de sentinas será de:

$$d_{ramal} = 25 + 2.16\sqrt{c(B + D)} = 1 + 15.61 \cdot \sqrt{c}$$

---

<sup>2</sup> La presión del sistema se calcula como 30 m.c.a. de diferencia de altura más pérdidas por fricción y 6 m.c.a. de pérdidas en el sistema de tratamiento de lastre (ref. [8])

Siendo  $c$  la longitud del compartimento. En cuanto a la capacidad de las bombas tenemos que tiene que ser:

$$Q = \frac{5.66 \cdot d^2}{10^3} = 226.4 \frac{m^3}{h} \rightarrow 230 \frac{m^3}{h}$$

Se deberán de poner dos bombas como exige la reglamentación, aunque una de ellas se usará como la bomba de agua salada para servicios generales. Entonces la potencia de cada una de estas bombas será ( $p=30mca$ ):

$$P = \frac{230 \cdot 30 \cdot 9.81}{3600 \cdot 0.6} = 31.34 \text{ kW}$$

Además se tendrá que colocar un separador de sentinas. Dicho separador requerirá una bomba. Si consultamos constructores de estos equipos (ref. [7]) podemos ver que su consumo está en torno a los 12 kW.

Además de todo este sistema, nuestro buque al ser un petrolero deberá contar con un servicio de sentinas separado de la cámara de bombas. Para su dimensionamiento seguimos los mismos requisitos que para el servicio general de sentinas. Su diámetro será:

$$d_{cb} = 25 + 2.16 \cdot \sqrt{c(B + D)} = 63.24 \text{ mm} \rightarrow 75 \text{ mm}$$

$$Q = \frac{5.66 \cdot d_{cb}^2}{10^3} = 31.84 \frac{m^3}{h} \rightarrow 35 \frac{m^3}{h}$$

$$P = \frac{35 \cdot 9.81 \cdot 20}{3600 \cdot 0.6} = 3.18 \text{ kW}$$

## 2.6. Servicios de acceso y elevación

### 2.6.1. Servicios de acceso

En cuanto a los servicios de acceso al buque se dispondrán los siguientes:

- Escala real.
- Escala del práctico

### 2.6.2. Servicios de elevación

En cuanto a los servicios de elevación del buque serán los siguientes:

- Grúa para el transporte de provisiones: Tendrá una capacidad de 5 toneladas con una velocidad de izada de 12m/min, por lo que nos queda que la potencia que requerirá será de:

$$P = \frac{M \cdot 9.81 \cdot v}{60 \cdot \eta} = \frac{5 \cdot 9.81 \cdot 12}{60 \cdot 0.7} = 14.01 \text{ kW}$$

- Grúa del manifold: Esta grúa permitirá el manejo de las mangueras de carga. Su capacidad será de 15t con una velocidad de izada de 12m/min

$$P = \frac{M \cdot 9.81 \cdot v}{60 \cdot \eta} = 42.04 \text{ kW}$$

- Grúa del motor principal: esta grúa permitirá el montaje y desmontaje de las distintas piezas del motor. Para ello tendrá una capacidad de 5t y una velocidad de 3m/min.

$$P = \frac{M \cdot 9.81 \cdot v}{60 \cdot \eta} = 3.50 \text{ kW}$$

- Pórtico de cámara de máquinas: se utilizará para el movimiento de las piezas por la cámara de máquinas. Su capacidad y velocidad serán iguales a la anterior, por lo que la potencia que consumirá será de 3.50 kW

## 2.7. Sistemas de salvamento

Para determinar los sistemas de salvamento tendremos en cuenta la capacidad máxima de tripulantes que es de 26 tripulantes. Para determinar los sistemas a instalar tenemos que consultar la normativa del Convenio SOLAS, Capítulo III.

En el anexo 4 se incluye un plano donde se puede ver la disposición de los equipos.

### 2.7.1. Chalecos salvavidas

Para ello tenemos que consultar la regla 22. Según esta norma debemos llevar un chaleco por cada persona en el buque, por lo que llevaremos 26, uno en cada uno de los camarotes. Además se tendrán que colocar una serie de chalecos para hacer la guardia. En principio hemos calculado que la tripulación habitual que llevará el buque son 20 personas, por lo que suponemos 3 guardias de 6 personas por guardia (hemos descontado al capitán y al jefe de máquinas). Entonces colocaremos 6 chalecos salvavidas en los puestos de guardia.

En la siguiente tabla se resumen los chalecos colocados:

Número	Lugar
26	Camarote
6	Puestos de guardia

Tabla 7. Resumen de chalecos salvavidas

### 2.7.2. Aros salvavidas

Para determinar el número de aros salvavidas tenemos que recurrir a consultar las reglas 21 y 37. En ellas se especifica que los buques de carga de más de 200m de eslora deberán disponer de 2 aros salvavidas con rabiza flotante, 5 con artefacto luminoso y 2 con artefacto luminoso y señales fumígenas. Además habrá que añadir aros normales hasta completar un total de 14. Por tanto el número de aros salvavidas que tenemos que colocar son:

Tipo	Número
Normal	5
Con rabiza flotante	2
Con artefacto luminoso	5
Con artefacto luminoso y señales fumígenas	2

Tabla 8. Resumen de aros salvavidas

### 2.7.3. Botes y balsas salvavidas

El número de botes y balsas salvavidas así como su disposición se determina en la regla 35. Esta normativa presenta dos opciones y optamos por instalar un bote de caída libre. Por tanto, lo que tenemos es que colocamos un bote de caída libre y balsas salvavidas a cada banda para el 100% de la tripulación. Elegimos colocar a cada banda dos balsas de 15 personas y un bote de caída libre en popa de 30 personas. Esta capacidad es superior a la tripulación que tenemos, pero se ha redondeado la capacidad de las embarcaciones para que estas se puedan encontrar fácilmente en el mercado.

En el siguiente cuadro se resumen los botes que tenemos instalados:

Embarcación	Localización	Capacidad	Cantidad
Balsas salvavidas	Estribor	15	2
Balsas salvavidas	Babor	15	2
Bote de caída libre	Popa	30	1

Tabla 9. Resumen de balsas y botes salvavidas

Como nuestro buque es un petrolero, el bote de caída libre deberá de disponer de sistemas contraincendios y abastecimiento de aire.

También habrá que colocar medios de embarque. Estos medios de embarque serán una escala a cada banda del buque que permita el embarque a las balsas. Esto se puede ver en el anexo 4.

### 2.7.4. Otros elementos

Además de los elementos citados anteriormente, también hay que llevar una serie de equipos de supervivencia que se muestran a continuación:

Equipo	Número
Trajes de inmersión	5
Bote de rescate	1
Aparato radiotelefónico bidireccional de ondas métricas	3
Respondedor de radar	2 (uno a cada banda)
Bengalas	12
Aparato lanzacabos	1

Tabla 10. Resto de equipos salvavidas

## 3. Servicios de la carga

### 3.1. Sistema de carga y descarga

Para descargar los tanques, lo que se hará será utilizar cuatro bombas, dos para cada banda. Como el tiempo de descarga es de 18 horas, el caudal que tiene que dar cada bomba es:

$$Q = \frac{75160m^3}{4 \cdot 18h} = 1044 \frac{m^3}{h} \rightarrow 1050 \frac{m^3}{h}$$

La diferencia de presión se establecerá en 150 mca y por tanto la potencia que consumirá cada bomba será ( $\rho=900\text{kg/m}^3$ , rendimiento de 0.7):

$$P = \frac{1050 \cdot 9.81 \cdot 150}{3600 \cdot 0.7} \cdot \frac{900}{1000} = 551.82 \text{ kW}$$

En el anexo 5 se muestra un diseño del mismo.

También se dispondrán dos bombas de agotamiento para poder trasegar el crudo cuando los tanques estén prácticamente vacíos. El caudal de esta bomba será de  $200 \text{ m}^3/\text{h}$ , y la diferencia de presión será la misma, por lo que nos queda que la potencia de la bomba es:

$$P = \frac{200 \cdot 9.81 \cdot 150}{3600 \cdot 0.6} \cdot \frac{900}{1000} = 122.63 \text{ kW}$$

Para evitar que la pérdida por fricción en las tuberías sea muy elevada, el crudo circulará por las tuberías a una velocidad de  $3 \text{ m/s}$ . Con dicha velocidad y conociendo el caudal se puede determinar la tubería de cada zona del buque.

### 3.2. Sistema de limpieza de tanques

Para la limpieza de tanques se dispondrán de dos sistemas, uno con crudo y otro con agua caliente.

#### 3.2.1. Sistema de lavado con crudo (COW)

Los buques petroleros deben llevar un sistema que permita limpiar los tanques de carga con crudo. Esto viene regulado por la normativa MARPOL, Anexo I, Regla 33. Dicha normativa exige que el sistema de limpieza sea capaz de alcanzar cualquier zona de la bodega.

Por ello, los cañones que bombean el crudo se instalarán en el techo de las bodegas. Además constará de un calentador tipo Butterword. Las bombas que se utilizarán durante el sistema serán las propias de la carga y descarga.

#### 3.2.2. Sistema de lavado con agua caliente

También se colocará un sistema de lavado con agua caliente de manera que se dé una limpieza mayor. Para ello, lo que haremos será usar de nuevo las bombas de carga y descarga con agua del mar que se rociará por todas las paredes de las bodegas y después se llevará a los slops con las mismas bombas. Las tuberías que transportan el agua desde las bombas a las tuberías serán distintas de las tuberías de carga, pero no las tuberías de descarga. De esta forma se consigue que las tuberías de descarga se limpien.

## 4. Servicios de habilitación

### 4.1. Servicio de climatización

Para la climatización de los locales lo separemos en dos casos, si se trata de calentar o enfriar los locales. Lo primero que tenemos que saber en ambos casos es el número de

renovaciones de aire que haremos de cada habitación. En la tabla siguiente se expresan los distintos espacios y su volumen con el número de renovaciones de aire:

Nombre del espacio	Volumen (m <sup>3</sup> )	Nº de renovaciones por hora	Volumen de aire circulado
Sala de cine	78.0	6	468.0
Biblioteca	78.0	6	468.0
Archivo	78.0	4	312.0
Sala de reuniones I	85.8	6	514.8
Sala de estar común	85.8	8	686.4
Espacio vacío	71.5	4	286.0
Sala de reuniones II	85.8	6	514.8
Sala de juegos	85.8	8	686.4
Espacio vacío	71.5	4	286.0
Entrada lavandería	39.0	2	78.0
Cuarto de la plancha	19.5	2	39.0
Lavandería	19.5	2	39.0
Oficina I	39.0	8	312.0
Oficina II	39.0	8	312.0
Oficina III	39.0	8	312.0
Oficina IV	39.0	8	312.0
Pasillos	293.8	2	587.6
Camarote tripulación 1	31.2	5	156.0
Camarote tripulación 2	31.2	5	156.0
Camarote tripulación 3	31.2	5	156.0
Camarote tripulación 4	31.2	5	156.0
Camarote tripulación 5	31.2	5	156.0
Camarote tripulación 6	31.2	5	156.0
Camarote tripulación 7	31.2	5	156.0
Camarote tripulación 8	31.2	5	156.0
Camarote tripulación 9	31.2	5	156.0
Camarote tripulación 10	31.2	5	156.0
Camarote tripulación 11	31.2	5	156.0
Camarote tripulación 12	31.2	5	156.0
Camarote tripulación 13	31.2	5	156.0
Camarote tripulación 14	31.2	5	156.0
Camarote tripulación 15	31.2	5	156.0
Camarote tripulación 16	31.2	5	156.0
Camarote tripulación 17	31.2	5	156.0
Camarote tripulación 18	31.2	5	156.0
Comedor oficiales	100.5	10	1004.6
Cocina	68.6	10	686.4
Sala de estar tripulación	58.0	8	464.3
Comedor tripulación	109.8	10	1098.2
Pasillos cubierta 2	253.3	2	506.7
Camarote oficiales 1	78.0	5	390.0

Camarote oficiales 2	78.0	5	390.0
Salón	70.2	8	561.6
Camarote oficiales 3	70.2	5	351.0
Camarote oficiales 4	78.0	5	390.0
Sala de estar oficiales	65.0	8	520.0
Vestuarios	37.1	8	297.0
Gimnasio	60.1	8	480.5
Camarote oficiales 5	78.0	5	390.0
Sala de oficiales	65.0	8	520.0
Baño	8.4	10	84.2
Jacuzzi	36.0	10	360.4
Camarote oficiales 6	78.0	5	390.0
Camarote oficiales 7	78.0	5	390.0
Salón	70.2	8	561.6
Camarote oficiales 8	70.2	5	351.0
Pasillos	212.0	2	423.9
Puente	874.5	5	4372.5

Tabla 11. Pérdidas de calor en la habitación

Luego el volumen total de aire a tratar es de 24006 m<sup>3</sup>/h. Determinaremos que de este aire 2/3 sean recirculados y 1/3 sea tomado del exterior

#### 4.1.1. Servicio de calefacción

Para calcular el sistema de calefacción tomamos como temperatura exterior 0°C. La temperatura de los locales será en todos los casos de 20°C. Suponemos que el aire que recirculamos saldrá a una temperatura 2°C inferior a la que hemos instalado y lo introduciremos a una temperatura de 2°C superior. Con estos datos podemos determinar el calor que hay que aportar al aire. Para ello, los datos que necesitamos saber son:

Calor específico del aire	0.24 kcal/kg <sup>0</sup> C
Densidad del aire	1.24 kg/m <sup>3</sup>

Tabla 12. Características del aire

Ahora calculamos las necesidades de calentar el aire de recirculación:

$$Q = \left[ \frac{1}{3}(22 - 0) + \frac{2}{3}(22 - 18) \right] \cdot 24006 \cdot 1.24 \cdot 0.24 = 71441.86 \frac{kcal}{h}$$

A esto tendremos que sumar las pérdidas del cerramiento. Para esto tenemos que las pérdidas por el costado de la superestructura y por la cubierta superior. Las superficies de cada uno de ellos son:

	Superficie (m <sup>2</sup> )	K (kcal/m <sup>2</sup> .°C.h)
Superficie de costado	858.0	11
Cubierta superior	576.4	10

Tabla 13. Pérdidas de calor

Luego las pérdidas por cerramiento son:

$$Q = 858 \cdot 11 \cdot (20 - 0) + 576.4 \cdot 10 \cdot (20 - 0) = 304040 \frac{kcal}{h}$$

Luego el calor que debemos aportar al sistema de calefacción es de:

$$Q = 304040 + 71441.86 = 311181.86 \frac{kcal}{h}$$

Para producir este calor utilizaremos el sistema de aire acondicionado funcionando como bomba de calor. Para ello suponemos un COP de 2.5, por lo que nos queda que la potencia es:

$$P = \frac{Q}{COP} = 124472.74 \frac{kcal}{h} = 144.53 kW$$

#### 4.1.2. Servicio de aire acondicionado

Ahora hacemos lo mismo con el sistema de aire acondicionado. Como nuestro buque estará viajando por el ecuador determinamos que la temperatura del exterior para el dimensionamiento de la planta sea de 45°C. Para calcular esto suponemos que las habitaciones están a 24°C y que el aire entrará a las habitaciones a 22°C y saldrá a 26°C. La recirculación del aire será de 2/3 del caudal. De esta manera tenemos que el calor a extraer es:

$$Q = \left[ \frac{1}{3}(22 - 43) + \frac{2}{3}(22 - 26) \right] \cdot 24006 \cdot 1.24 \cdot 0.24 = -69060.46 \frac{kcal}{h}$$

Ahora calculamos las pérdidas en el cerramiento de la misma forma que el punto anterior:

$$Q = 858 \cdot 11 \cdot (24 - 45) + 576.4 \cdot 10 \cdot (24 - 45) = -319242 \frac{kcal}{h}$$

Luego el calor que hay que extraer es:

$$Q = -69060.49 - 319242 = -388302.49 \frac{kcal}{h}$$

Para calcular el consumo del aire acondicionado suponemos una eficiencia de 2.5, por lo que nos queda que la potencia consumida por el aire acondicionado es:

$$P = \frac{Q}{Efic} = 180 kW$$

#### 4.2. Servicio de agua sanitaria

Para dimensionar este sistema tenemos que determinar el consumo medio por persona. En nuestro caso estimaremos que está en torno a 75 l/persona. Al tener 20 tripulantes, el consumo diario será de 1500 l. Suponemos que el consumo pico es de 6000l/h. Por lo tanto el sistema lo dimensionaremos para 6000 l/h. Para esto, lo que haremos será disponer un termo. En él meteremos el agua a la temperatura a la que nos llega de los tanques (10°C). Suponemos que el termo está a 70°C y que cuando ocurra el consumo pico durante una hora todavía tengamos agua caliente (45°C). Por eso, el tamaño del termo será:



$$(V_{termo} - C_{pico}) \cdot 70^{\circ}C + C_{pico} \cdot 10^{\circ}C = V \cdot 45^{\circ}C$$

$$V_{termo} = 14.4 \text{ m}^3$$

Ahora tenemos que calcular el calor que hay que aportarle. Para ello lo que hacemos es suponer que el tiempo de calentamiento del termo será de dos horas, de manera que el calor que hay que aportar es:

$$Q = \frac{V \cdot \rho \cdot c_e \cdot \Delta T}{t} = 432000 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

Este calentamiento lo haremos con vapor.

También tenemos que decidir la bomba que instalaremos. Para ello tenemos en cuenta el caudal pico y que la diferencia de presión será de 40 mca.

$$P = \frac{Q \cdot H \cdot g}{3600 \cdot \eta} = 1.09 \text{ kW}$$

## 5. Servicios de habilitación y fonda

### 5.1. Gambuza refrigerada

La gambuza refrigerada será la encargada de conservar los alimentos a una temperatura de  $-22^{\circ}C$ . Entonces tenemos que calcular la potencia que tendrá que tener el compresor del equipo para poder hacer frente a las pérdidas. Suponemos un coeficiente de transmisión de  $1.0 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{hK}}$  para cada pared. Para calcular las pérdidas que habrá en la gambuza tenemos que tener en cuenta la superficie exterior y la temperatura de la zona exterior. Así tenemos:

	Superficie	Temperatura exterior <sup>3</sup>
Cubierta superior	18.48	$24^{\circ}C$
Cubierta inferior	18.48	$24^{\circ}C$
Costado babor	16.02	$24^{\circ}C$
Costado estribor	16.02	$4^{\circ}C$ <sup>4</sup>
Mamparo proa	7.80	$45^{\circ}C$
Mamparo popa	7.80	$24^{\circ}C$

Tabla 14. Pérdidas en la gambuza frigorífica

Si calculamos ahora las pérdidas por estas superficies tenemos:

$$Q = \sum k \cdot S \cdot \Delta T = 3989 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

<sup>3</sup> Se tomará las temperaturas máximas de verano al ser la peor condición de trabajo.

<sup>4</sup> Limita con la gambuza seca

Además supondremos un margen de seguridad del 40%<sup>5</sup> y una eficiencia del compresor de 2, obteniendo que la potencia que se necesita es:

$$P = \frac{Q \cdot 140\%}{Efic} = 2792.3 \frac{kcal}{h} = 3.24 kW$$

## 5.2. Gambuza seca

El procedimiento para calcular este equipo es el mismo que para la gambuza frigorífica. En cuanto al coeficiente de transmisión será igual que el anterior ( $k = 1 \frac{kcal}{m^2 h K}$ ).

	Superficie	Temperatura exterior <sup>3</sup>
Cubierta superior	18.48	24 <sup>0</sup> C
Cubierta inferior	18.48	24 <sup>0</sup> C
Costado babor	16.02	-25 <sup>0</sup> C <sup>6</sup>
Costado estribor	16.02	24 <sup>0</sup> C
Mamparo proa	7.80	45 <sup>0</sup> C
Mamparo popa	7.80	24 <sup>0</sup> C

Tabla 15. Pérdidas en la gambuza seca

$$Q = \sum k \cdot S \cdot \Delta T = 1087 \frac{kcal}{h}$$

Se supone lo mismo que para la gambuza refrigerada (40% de margen<sup>5</sup> y eficiencia de 2):

$$P = \frac{Q \cdot 140\%}{Efic} = 760.9 \frac{kcal}{h} = 0.88 kW$$

## 5.3. Frigoríficos y fuentes frías

Además de la gambuza seca se instalarán otros frigoríficos repartidos por los comedores. Suponemos que se colocarán 5 frigoríficos de un consumo de 200 W cada uno, por lo que el consumo de todos estos frigoríficos será de 1kW.

## 5.4. Equipo de fonda

La cocina del buque constará con los equipos necesarios, los cuales son:

- Cocina con hornos
- Horno de pan
- Asador de pollos
- Peladora de patatas

<sup>5</sup> Es un margen de seguridad bastante grande para darle capacidad congeladora cuando entran alimentos sin congelar.

<sup>6</sup> Este costado limita con la gambuza refrigerada, por lo que este costado no recibe calor, sino que lo cede.

- Amasadora
- Hervidor de agua
- Lavaplatos
- Parrillas eléctricas
- Freidoras
- Marmita eléctrica
- Microondas
- Cortadora de fiambres
- Cafetera y termo

## **5.5. Equipo de lavandería**

La lavandería contará con el siguiente equipo:

- Lavadora de 12 kg de capacidad.
- Secadora de 12 kg de capacidad.
- Lavadora de 5 kg de capacidad.
- Secadora de 5 kg de capacidad.
- Dos planchas con sus mesas de planchado

Se han puesto dos lavadoras de distinta capacidad para que en función de las necesidades de cada momento se utilice una u otra.

## **6. Equipos de navegación, comunicaciones y automatización**

### **6.1. Equipos de ayuda a la navegación**

Los equipos de ayuda a la navegación que se instalarán son los siguientes:

- Compás magnético de tipo líquido con dispositivo óptico de reflexión y con carta graduada de 0° a 360°. Estará dotado de un sistema que permita proporcionar señal a los repetidores y piloto automático.
- Un girocompás compacto con conexión al giropiloto automático, al radar de movimiento verdadero, a los repetidores y al grabador de curso. Dispondrá de cuatro repetidores instalados.
- Un giropiloto automático de gobierno para control manual y automático con los instrumentos para poder utilizarlo en los dos modos descritos.
- Un radar de movimiento verdadero. Dispondrá de una unidad ARPA instalada.
- Un radar de movimiento relativo. Dispondrá de una unidad ARPA instalada
- Dos sistemas de navegación vía satélite D.G.P.S.
- Una ecosonda con el registrador gráfico y un indicador en la consola de navegación con alarma de fondo.
- Una corredera Doppler de tres ejes
- Un radiogoniómetro de tipo marino para las bandas de MF (225-525 kHz) e IF (1600-3800kHz)
- Un indicador eléctrico angular de la posición del timón con tres repetidores.
- Sistema de planificación de derrota

Además se instalarán los siguientes equipos para la ayuda a la navegación:

- Un sextante
- Un cronómetro y un megáfono
- Dos binoculares para visión diurna y otros dos para visión nocturna
- Campanas de alarma de acuerdo con la reglamentación SOLAS
- Gong y una bocina de niebla
- Barómetro y un barógrafo
- Dos termómetros para medir la temperatura del aire exterior y la temperatura del mar
- Un psicrómetro
- Una mesa de cartas de navegación
- Un anemómetro

Todos estos equipos estarán conectados a 220V y 60 Hz.

## 6.2. Equipos de comunicaciones exteriores

En el capítulo IV del reglamento SOLAS se especifica el equipo mínimo necesario y que será el que lleve nuestro buque:

- Una instalación radioeléctrica de ondas métricas que pueda transmitir y recibir mediante LSD (frecuencia 156,525 MHz – canal 70) y mediante radiotelefonía (156,3 MHz, 156,65 MHz y 156,8 MHz – canales 6, 13 y 16 respectivamente). En combinación con ella, tendremos otra que mantenga escucha continua de LSD en el canal 70.
- Un respondedor de radar que funcione en la banda de 9 GHz, el cual, a su vez será el prescrito para la estación de supervivencia mencionado anteriormente.
- Un receptor para las transmisiones del servicio NAVTEX internacional, que es una coordinación de transmisión y recepción automática en 518 kHz de información sobre seguridad marítima mediante telegrafía de impresión directa de banda estrecha utilizando el idioma inglés.
- Una radiobaliza de localización de siniestros por satélite.
- Un equipo que permita mantener un servicio de escucha de LSD (llamada selectiva digital) en las frecuencias de 2187,5 KHz, 8414,5 KHz y por lo menos en una de las frecuencias de socorro y seguridad de LSD de 4207,5 KHz, 6312 KHz, 12577 KHz ó 16804,5 KHz; pudiendo elegir en cualquier momento cualquiera de ellas.
- Medios para iniciar la transmisión de alertas de socorro buques costera mediante un servicio de radiocomunicaciones que no sea el de ondas decamétricas y que trabaje a través del sistema de satélites de órbita polar de 406 MHz. y del servicio de satélites geoestacionarios de Inmarsat.

Todos estos equipos estarán conectados a 220V y 60 Hz.

## 6.3. Comunicaciones internas

Los equipos instalados a bordo del buque serán:

- Un telégrafo de órdenes en puente y cámara de máquinas
- Un sistema de interfonos de cubierta con unidades en el puente de mando y en las zonas de fondeo y amarre de proa y popa.
- Un sistema de órdenes y avisos generales con altavoces en zonas de paso, habitación, cubierta y cámara de máquinas. El puesto de mando de este sistema se situará en el puente.
- Un sistema de parada de la descarga en los manifolds

- Un sistema automático de teléfonos que enlazará el puente de gobierno con algunos espacios tales como cámara de máquinas, despacho del capitán, despacho del jefe de máquinas, local del servomotor, cocina, etc.
- Se instalará un tífón asociado al teléfono en la cámara de máquinas
- Ocho equipos de comunicaciones UHF de tipo walkie-talkie para la comunicación con las áreas de manejo de la carga.
- Pulsadores luminosos en las gambuzas frigoríficas con actuación sobre alarmas ópticas y acústicas dispuestas en la cocina.

Todos estos equipos estarán conectados a 220V y 60 Hz.

#### **6.4. Equipos de telecontrol y automatizaciones**

Se dispondrán diversos sistemas de indicadores, control y alarma para los equipos de cámara de máquinas, planta de carga, equipo de navegación y otros equipos a bordo del buque. Todos estos equipos cumplirán con la normativa ABS.

En el puente de gobierno se dispondrán los siguientes sistemas:

- Control de velocidad del motor principal
- Control del equipo de gobierno
- Panel de alarmas general
- Sistema de aviso a oficiales y jefe de máquinas
- Sistema de detección y alarma contra incendios en cámara de máquinas, habitación, zona de carga y espacios comunes.
- Indicadores de nivel de los tanques de carga.
- Registrador de órdenes

En la cámara se colocarán los siguientes equipos:

- Mesa de control para el control remoto del motor principal, con los correspondientes indicadores, alarmas y niveles. Se dispondrá un sistema de emergencia de control manual para su uso en caso de fallo del sistema de control remoto.
- Un cuadro de conmutación principal y un centro de control de los motores
- Un sistema centralizado de alarmas
- Un sistema agrupado de transmisión de alarmas
- Un sistema de aviso a jefe de máquinas
- Un sistema de automatización y control de la planta de generación eléctrica.
- Un sistema de arranque-parada automático de los compresores principales.
- Un regulador de nivel del agua de alimentación de las calderas auxiliares así como un control automático de los quemadores.

En la cámara de máquinas se instalará un sistema de control de la carga con los siguientes equipos:

- Indicadores de nivel de llenado y temperatura de los tanques de carga
- Indicadores de operación de válvulas por control remoto en succión de tanques de carga, tanques de slop y tanques de lastre, en descarga en tanques de carga y en válvulas de operaciones de lavado de tanques.
- Control de las bombas de carga, de las bombas de agotamiento y control de arranque-parada de las bombas de lastre y lavado de tanques.

- Indicador remoto de calado del buque.
- Panel general de alarmas
- Sistema de walkie-talkie con los instrumentos necesarios para comunicar con las zonas comunes.
- Ordenador de gestión de la carga
- Equipo de comunicaciones interiores
- Un panel para la monitorización de la descarga
- Un panel de indicación y alarma de la planta de generación de gas inerte.

Se dispondrá también a bordo de un sistema de detección de incendios con alarma automática centralizado en el puente de gobierno. Dispondrá de detectores de incendios en cámara de máquinas, así como detectores de humo en habitación y zonas comunes que cumplirán los requisitos del ABS.

Este sistema ocasionará la parada por control remoto de ventiladores, bombas de aceite y bombas de combustible y el cierre de válvulas de fuel-oil. Así mismo, se activarán los mecanismos de activación del agua a presión en cámara de máquinas y cámara de bombas y de la propia operación de las bombas contraincendios en condiciones de seguridad para la tripulación exigidas por el SOLAS ante una emergencia de este tipo.

Se dispondrá un sistema de alarma centralizado en cámara de máquinas con indicadores luminosos individuales para cada canal en una consola de control. Se dispondrá un sistema de control automático para la planta de generación eléctrica que será capaz de desempeñar las siguientes operaciones:

- Arranque automático del generador de stand-by
- Sincronización de reparto de las cargas automáticas.
- Arranque y conexión del generador de emergencia en caso de fallo en la planta de suministro principal.

Por último, mencionar otros sistemas de control que se instalarán a bordo del buque:

- Sistema de control automático de temperatura del tanque de inspección de las calderas de la planta de generación de vapor.
- Control de combustión y alimentación de aguas de calderas.
- Control automático de temperatura de los calentadores de las purificadoras
- Control automático del sistema de aire comprimido
- Control automático de la salinidad del generador de agua dulce
- Control y regulación automática del sistema de climatización

## **7. Alumbrado**

### **7.1. Luces de navegación**

Las luces de navegación vienen impuestas por el Convenio Internacional para la prevención de abordajes (parte C). Las luces que por tanto llevaremos cumpliendo dicho convenio son:

- Luz de tope de 225° de ángulo de visibilidad situada en el mástil de proa
- Luz de tope de 225° de ángulo de visibilidad situada en el puente de navegación

- Luz de alcance de 135° de ángulo de visibilidad situada a popa del guardacalor
- Dos luces de costado, una a cada banda, situadas en las bandas de la superestructura
- Dos luces de todo-horizonte, de 360° de ángulo de visibilidad situadas en las bandas de la superestructura
- Luz de maniobra de 360° de ángulo de visibilidad para el paso del Canal de Suez
- Luz de gobierno de 60° de ángulo de visibilidad para el paso del Canal de Panamá

El consumo de todas estas luces se estimará en 0.5 kW.

## 7.2. Alumbrado interior

Para el cálculo del alumbrado interior, lo que haremos será utilizar el método de los lúmenes. Para ello, la expresión del flujo lumínico es:

$$\Phi_t = \frac{E_m \cdot S}{F_u \cdot F_m}$$

Donde  $E_m$  es la iluminancia,  $S$  la superficie del local,  $F_u$  el factor de utilización (se tomará para todos el valor de 0.6) y  $F_m$  es el factor de mantenimiento (se tomará para todos el valor de 0.7).

Con esto conseguimos el flujo lumínico, por lo que para calcular la potencia necesaria tendremos que utilizar el rendimiento de las lámparas (se tomará para todos el valor de 50 lm/W).

En la siguiente tabla se muestran los datos para cada local:

Nombre del espacio	Superficie	$E_m(lx)$	$\Phi_t(lm)$	P(W)
Sala de cine	30	150	10714	214.3
Biblioteca	30	300	21429	428.6
Archivo	30	150	10714	214.3
Sala de reuniones I	33	540	42429	848.6
Sala de estar común	33	300	23571	471.4
Espacio vacío	27.5	150	9821	196.4
Sala de reuniones II	33	540	42429	848.6
Sala de juegos	33	300	23571	471.4
Espacio vacío	27.5	150	9821	196.4
Entrada lavandería	15	150	5357	107.1
Cuarto de la plancha	7.5	300	5357	107.1
Lavandería	7.5	150	2679	53.6
Oficina I	15	540	19286	385.7
Oficina II	15	540	19286	385.7
Oficina III	15	540	19286	385.7
Oficina IV	15	540	19286	385.7
Pasillos	113	100	26905	538.1
Camarote tripulación 1	12	150	4286	85.7
Camarote tripulación 2	12	150	4286	85.7
Camarote tripulación 3	12	150	4286	85.7

Camarote tripulación 4	12	150	4286	85.7
Camarote tripulación 5	12	150	4286	85.7
Camarote tripulación 6	12	150	4286	85.7
Camarote tripulación 7	12	150	4286	85.7
Camarote tripulación 8	12	150	4286	85.7
Camarote tripulación 9	12	150	4286	85.7
Camarote tripulación 10	12	150	4286	85.7
Camarote tripulación 11	12	150	4286	85.7
Camarote tripulación 12	12	150	4286	85.7
Camarote tripulación 13	12	150	4286	85.7
Camarote tripulación 14	12	150	4286	85.7
Camarote tripulación 15	12	150	4286	85.7
Camarote tripulación 16	12	150	4286	85.7
Camarote tripulación 17	12	150	4286	85.7
Camarote tripulación 18	12	150	4286	85.7
Comedor oficiales	38.64	300	27600	552.0
Cocina	26.4	540	33943	678.9
Gambuza seca	18.48	200	8800	176.0
Gambuza refrigerada	18.48	200	8800	176.0
Sala de estar tripulación	22.32	300	15943	318.9
Comedor tripulación	42.24	300	30171	603.4
Pasillos	97.44	100	23200	464.0
Camarote oficiales 1	30	150	10714	214.3
Camarote oficiales 2	30	150	10714	214.3
Salón	27	300	19286	385.7
Camarote oficiales 3	27	150	9643	192.9
Camarote oficiales 4	30	150	10714	214.3
Sala de estar oficiales	25	300	17857	357.1
Vestuarios	14.28	300	10200	204.0
Gimnasio	23.1	300	16500	330.0
Camarote oficiales 5	30	150	10714	214.3
Sala de oficiales	25	540	32143	642.9
Sauna	6	300	4286	85.7
Baño	3.24	300	2314	46.3
Jacuzzi	13.86	300	9900	198.0
Camarote oficiales 6	30	150	10714	214.3
Camarote oficiales 7	30	150	10714	214.3
Salón	27	300	19286	385.7
Camarote oficiales 8	27	150	9643	192.9
Pasillos	81.52	100	19410	388.2
Puente	336.348	300	240249	4805.0
CCMM cubierta 1	772.8	240	441600	8832.0
CCMM cubierta 2	772.8	240	441600	8832.0
CCMM cubierta 3	772.8	240	441600	8832.0

Tabla 16. Cálculo de la iluminación interior



Luego sumando la potencia de todos los locales tenemos que la potencia necesaria para el alumbrado interior es de 46.75 kW.

### 7.3. Alumbrado exterior

En cuanto al alumbrado exterior colocaremos las siguientes luces:

- Zonas de escaleras y superestructuras: se colocarán luces para iluminar los distintos espacios con un consumo estimado de 1kW.
- Zona de salvamento: serán las luces que se encenderán indicando las vías de escape. Su consumo se estima en 0.3 kW.
- Cubierta principal: se colocarán luces en el castillo de proa y en la zona de carga con un consumo de 4 kW.
- Zona de amarre: se colocarán luces a proa y popa para labores de amarre, con una potencia de 3kW.

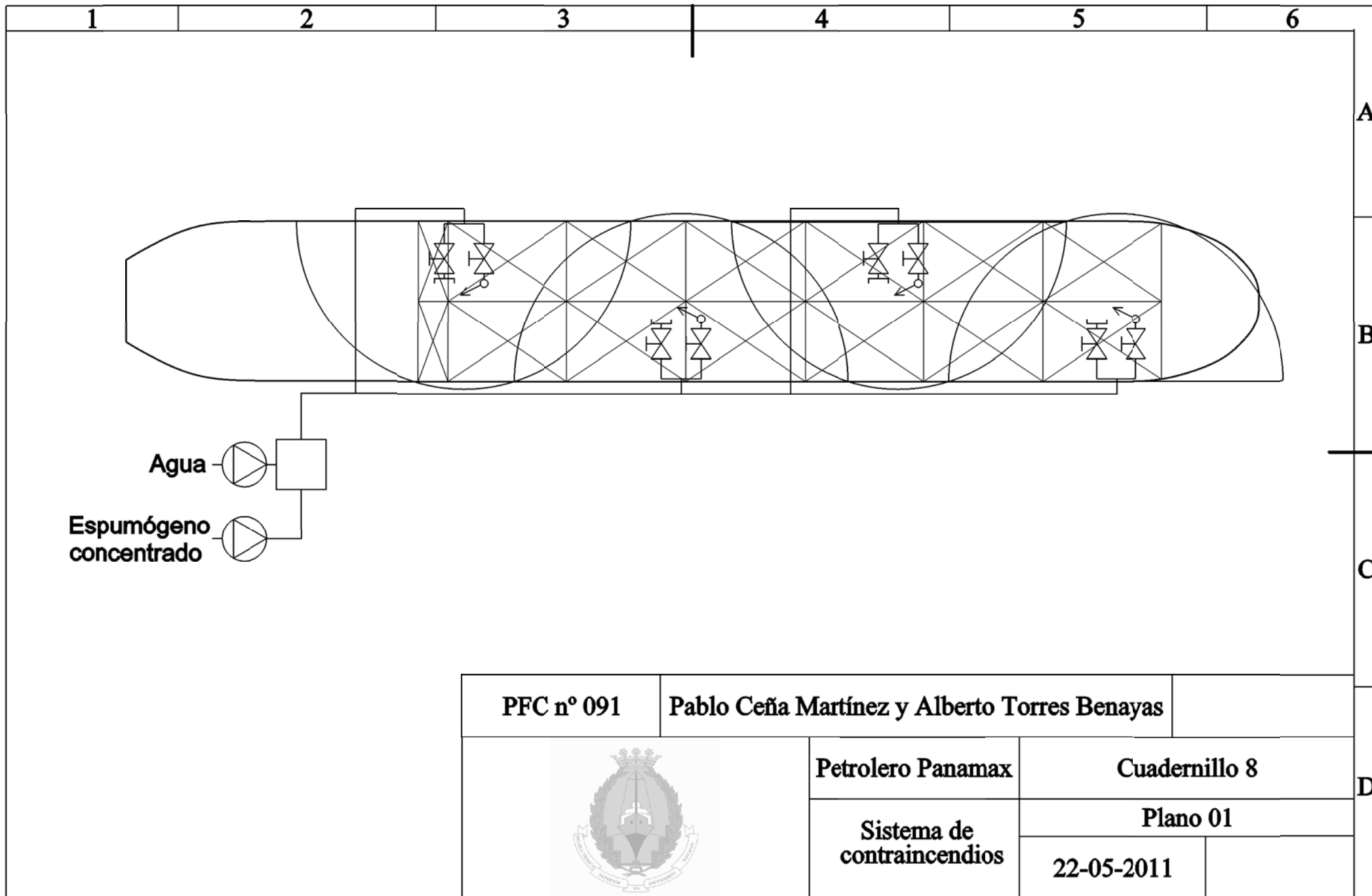
Luego la potencia que necesitaremos para el alumbrado exterior es de 8.3 kW.

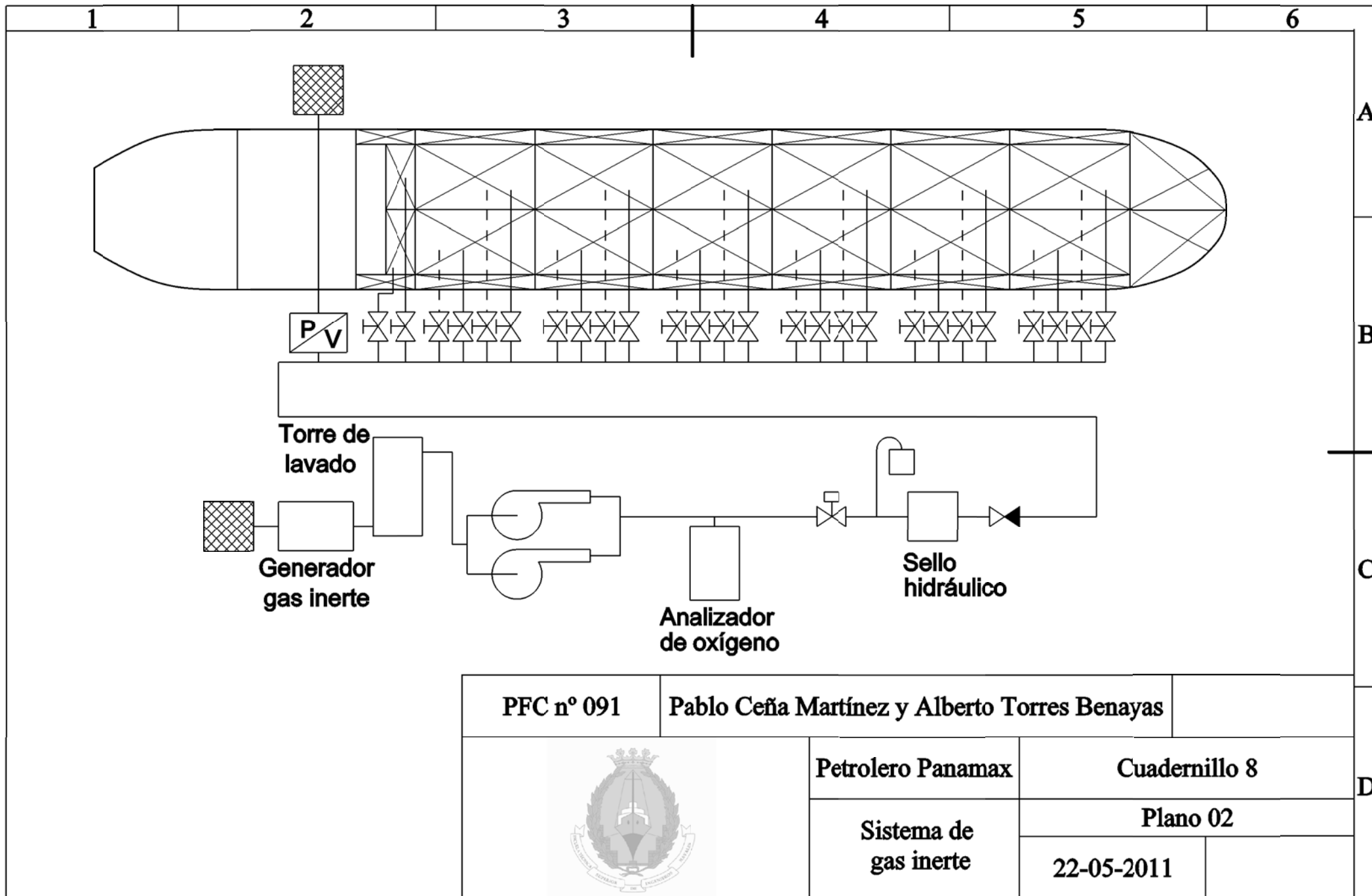
## 8. Referencias

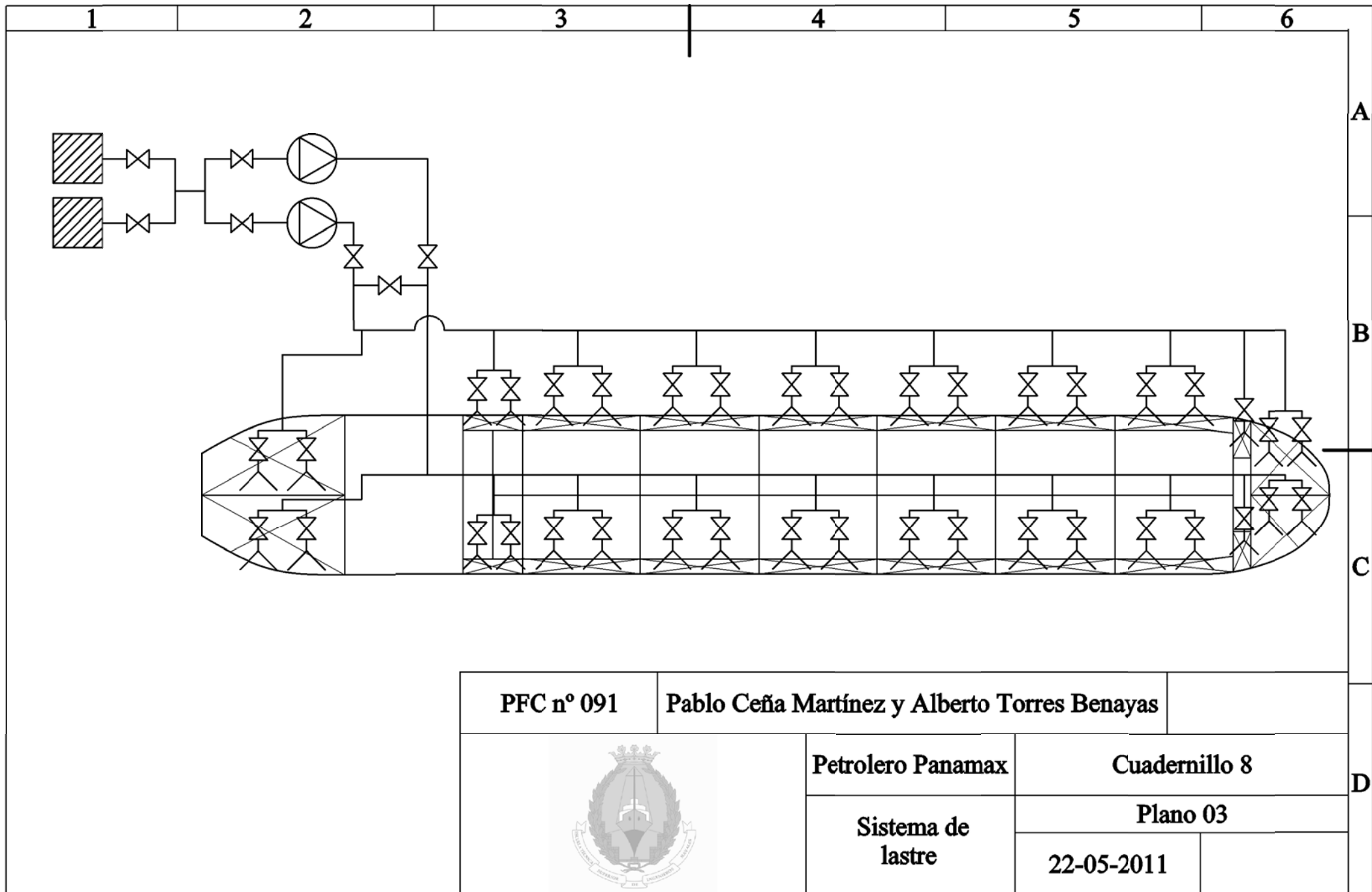
- [1] Apuntes de la asignatura “Equipos a bordo II” del profesor D. Jesús Panadero Pastrana y D. Alfonso López
- [2] El proyecto básico del buque mercante. Ricardo Alvariño, Juan José Azpíroz y Manuel Meizoso. Fondo editorial de ingeniería naval. COIN 1997.
- [3] Introducción al diseño de cámara de máquinas. Álvaro Zurita y Sáez de Navarrete. Sección de Publicaciones de la ETSIN
- [4] Reglamento SOLAS
- [5] Reglamento MARPOL
- [6] Normas de la American Bureau of Shipping
- [7] Catálogo de separadores de sentinas de la empresa ALFA LAVAL
- [8] Catálogo de equipos de tratamiento de lastre de la empresa ALFA LAVAL
- [9] Iluminación a bordo. Amable López Piñeiro. Servicio de publicaciones de la ETSIN

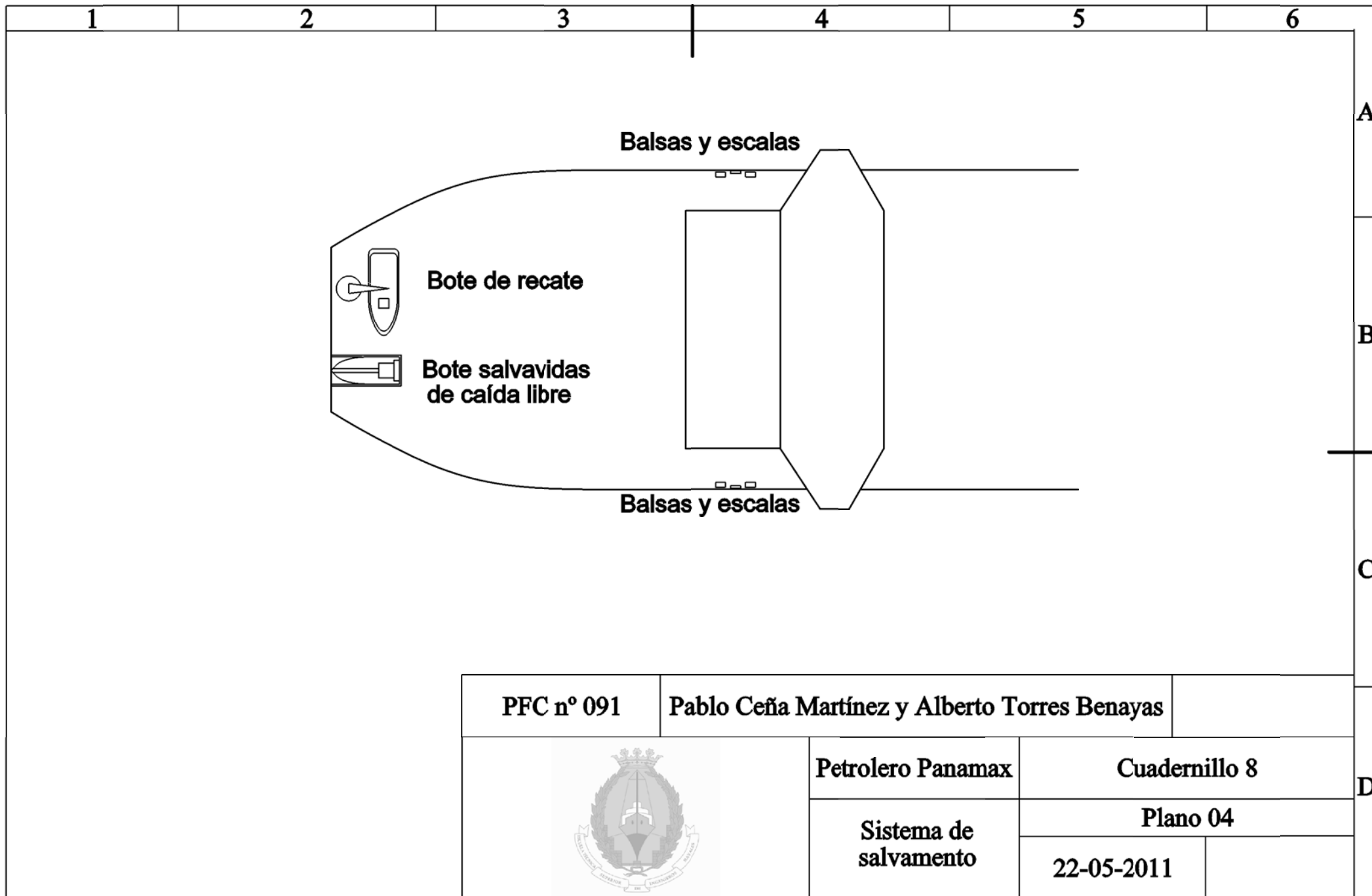
## 9. Índice de figuras y tablas

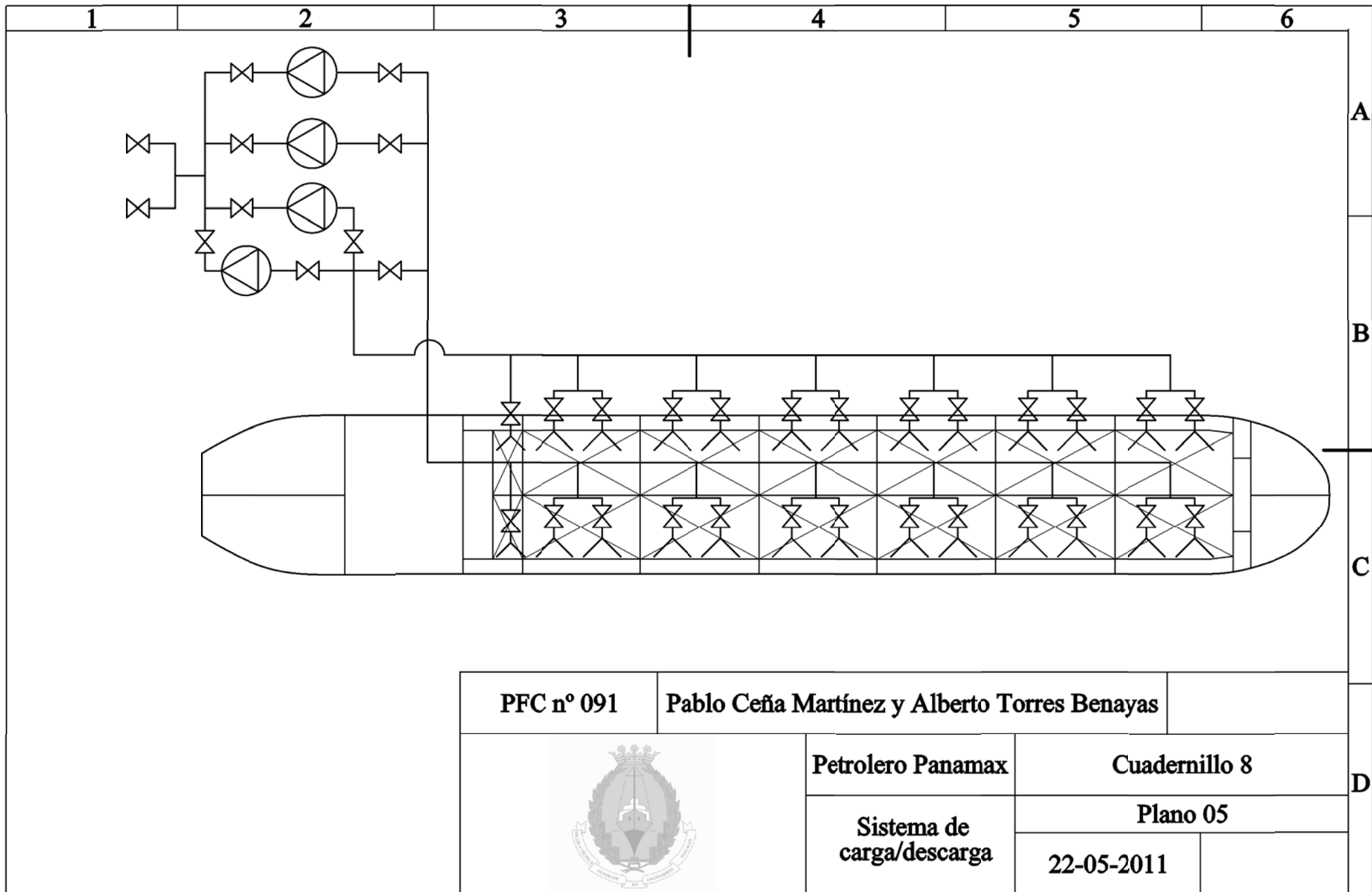
Tabla 1.	Variables del numeral del equipo
Tabla 2.	Lista de anclas
Tabla 3.	Características de la cadena
Tabla 4.	Cables de amarre y remolque
Tabla 5.	Dimensionamiento de bombas de CI
Tabla 6.	Potencias de las bombas de CI
Tabla 7.	Resumen de chalecos salvavidas
Tabla 8.	Resumen de aros salvavidas
Tabla 9.	Resumen de balsas y botes salvavidas
Tabla 10.	Resto de equipos salvavidas
Tabla 11.	Pérdidas de calor en la habitación
Tabla 12.	Características del aire
Tabla 13.	Pérdidas de calor
Tabla 14.	Pérdidas en la gambuza frigorífica
Tabla 15.	Pérdidas en la gambuza seca
Tabla 16.	Cálculo de la iluminación interior













# Cuadernillo 9.

## Balance eléctrico

---

Petrolero de crudo Panamax 65000TPM

**Pablo Ceña Martínez**

**Alberto Torres Benayas**



Tutor: Don Ignacio Díez de Ulzurrun

Proyecto Final de Carrera número: 091

## Índice

1. Introducción .....	3
2. Balance eléctrico .....	3
2.2. Situaciones de Carga elegidas .....	3
2.2. Consumidores .....	3
2.3. Desarrollo del balance .....	4
3. Elección de los grupos generadores.....	5
3.1. Planteamientos iniciales.....	5
3.2. Opción elegida.....	5
4. Situación de emergencia .....	5
5. Cálculo de los transformadores .....	6
5.1. Transformadores del cuadro principal .....	6
6. Cuadro principal .....	6
7. Diagrama unifilar del sistema de potencia.....	7
7.1. Cálculo de conductores generadores.....	7
7.2. Cálculo de conductores generador de emergencia .....	7
7.3. Diagrama unifilar .....	7
8. Bibliografía .....	8
9. Índice de figuras y tablas.....	9
Anexo I.....	10
Anexo II.....	14

## 1. Introducción

El suministro de energía a bordo se realizará a través de una red trifásica con red aislada del tipo americano, 440 V /60 Hz. En el buque existirán dos subredes denominadas de fuerza y alumbrado, además del alumbrado en sí, esta red alimentará los pequeños consumidores de la zona de habilitación, los sistemas de control y la mayoría de los equipos electrónicos.

El optar por la distribución de la red de fuerza de 440 V /60 Hz viene por varios motivos,

- En el continente americano es el tipo de red más usada y debido a que nuestro buque va a navegar en dicho continente es lo más oportuno, pero además,
- A mayor tensión, para los mismos consumos disminuye la sección del cable, lo que conlleva a una disminución de peso y precio
- A mayor frecuencia, para motores con igual número de polos se trabaja a mayores revoluciones, disminuyendo los tamaños y precios de estos.

El inconveniente mayor de usar este tipo de red es que todo el cableado necesita mayor aislamiento, siendo compensado este incremento de aislamiento con los motivos anteriores. Se distribuirá la red en derivaciones sucesivas teniendo como ventaja el dimensionamiento de acuerdo con la intensidad nominal y que el sistema de protecciones selectivas resulta sencillo.

La red de alumbrado será monofásica sin neutro, siendo esta la configuración habitual en los buques. La distribución se realiza a través de pares monofásicos, buscando un equilibrio de las cargas repartidas entre cada uno.

## 2. Balance eléctrico

### 2.2. Situaciones de Carga elegidas

Se han estudiado 5 situaciones de carga para el buque-proyecto,

- **Navegación**, representa la situación en la que el buque funciona cuando se encuentra navegando.
- **Maniobra**, es una situación especial, puesto que funcionarán equipos que durante la navegación habitual no lo hacen.
- **Carga y descarga**, es la situación de mayor consumo eléctrico pues estarán funcionando todas las bombas de carga y descarga del buque, que son las más potentes.
- **Puerto**, situación en la que el motor principal se encuentra parado y la mayor parte de los grandes consumidores eléctricos no son utilizados.
- **Emergencia**, en dicha situación el generador de emergencia debe ser capaz de suministrar la suficiente energía a los equipos de emergencia.

### 2.2. Consumidores

Los consumidores se van a agrupar en los siguientes grupos:

- Auxiliares
- Propulsión

- Calderas
- Servicio de trasiego y purificación
- Servicio de carga y seguridad
- Ventilación
- Maniobra y amarre
- Fonda y hotel
- Acceso, elevación y mantenimiento
- Navegación y comunicaciones
- Alumbrado

### 2.3. Desarrollo del balance

Para evitar que exista un sobredimensionamiento en la planta de auxiliares se van a estudiar las situaciones de carga de forma independiente, además de estudiar la de emergencia completamente de forma independiente puesto que llevará un generador propio para su situación.

Se mostrarán en el anexo I todos los consumidores instalados a bordo y en cada uno de los consumidores se analizará la potencia de la siguiente forma,

$$Pot (kW) = Ins \cdot K_N \cdot K_{SR} \cdot Pot_{absorbida}$$

donde,

- **Ins**, representa el número de elementos instalados
- **Srv**, representa el número de los elementos instalados utilizados con simultaneidad.
- **K<sub>N</sub>**, representa el coeficiente de simultaneidad y su valor viene dado del cociente Srv entre Ins
- **K<sub>SR</sub>**, coeficiente de servicio y régimen. Expresa la utilización que se demanda de este consumidor en cada situación de carga.
- **Pot<sub>absorbida</sub>**, representa la potencia consumida por cada elemento

En la tabla 1 se recoge el resumen de las potencias consumidas en cada situación de carga,

Grupo	Navegación (kW)	Maniobra (kW)	Carga y descarga (kW)	Puerto (kW)
Auxiliares	5.9	5.9	5.9	4.2
Propulsión	136.1	189.3	29.2	7.2
Calderas	5.9	27.1	29.8	1.0
Servicio de trasiego y purificación	23.1	23.1	9.5	9.1
Manejo de carga y seguridad	111.4	39.9	2329.6	46.5
Ventilación	145.1	145.0	108.6	144.6
Maniobra y amarre	7.4	106.3	29.4	0
Alumbrado	39.9	39.9	41.5	39.4
Acceso, elevación y	1	0	1.4	4.2

mantenimiento Navegación y comunicaciones Fonda y Hotel				
	13.1	13.3	8.6	11.0
	57.9	57.9	38.4	57.9
<b>TOTAL</b>	<b>546.6</b>	<b>647.7</b>	<b>2631.1</b>	<b>325.0</b>

Tabla 1. Resumen de las potencias consumidas.

### 3. Elección de los grupos generadores

#### 3.1. Planteamientos iniciales

Las dos formas de obtención de energía en un buque son mediante un generador de cola acoplado al motor principal y/o a través de motores auxiliares. Pensamos que los problemas de mantenimiento como de coste inicial de una P.T.O. hacen que la opción de un generador de cola sea inviable. Por ello elegiremos la colocación de generadores auxiliares.

Una vez se decide el método de generación de energía queda pensar en las características generales de los motores auxiliares. Se decide primero por el tipo de combustible que utilizarán y se elige que sea H.F.O. como el del motor principal para así ahorrar gastos a la hora de la compra de combustible. Se pensó también en la primera fase sobre el tipo y número. Se ha hecho el balance eléctrico para que se utilicen el mismo tipo de generadores para así poder ahorrar en repuestos y en mantenimiento. Además dichos generadores serán del mismo fabricante que el del motor principal.

#### 3.2. Opción elegida

El motor auxiliar utilizado para nuestro buque es el MAN L16/24 de 7 cilindros con las siguientes características,

- 1200 rpm a 60 Hz
- 730 kW.

Con ello en la tabla 2 mostramos el régimen de funcionamiento de los generadores además del número de grupos en funcionamiento.

Aunque en el siguiente apartado se decide el tipo de generador de emergencia, adelantamos que la potencia de este es de 450 kW. La normativa permite utilizar el generador de emergencia estando en puerto. Por ello y porque en muchos puertos está habilitado la red propia del puerto vamos a utilizar este generador para que se trabaje con mayor eficiencia.

	NAVEGACIÓN	MANIOBRA	DESCARGA	PUERTO
Nº de grupos en funcionamiento	1	1	4	Emerg.
Régimen de funcionamiento (%)	74.87	88.72	90.10	72.23

Tabla 2. Uso y régimen de los generadores

### 4. Situación de emergencia

En la tabla 3 se muestran los equipos utilizados en la situación,

EQUIPO	Ku	Potencia (kW)	Pot. Cons. (kW)
Bomba CI	1	140.8	140.8
Bomba Espumógeno	1	3.1	3.1
Bomba de Sentinas	1	31.3	31.3
Chigre bote de rescate	1	6.0	6.0
Luces Navegación	1	0.5	0.5
Alumbrado interior	0.5	46.8	23.4
Alumbrado exterior	1	8.3	8.3
Automatización	1	14.0	14.0
Sirena	1	6.0	6.0
Aparatos Electrónicos	1	17.8	17.8
Bombas Servomotor	1	37.0	37.0
<b>TOTAL (kW)</b>			<b>288.2</b>
<b>TOTAL (KVA)</b>			<b>360.2</b>

Tabla 3. Equipos de emergencia

El motor del que se dispondrá como generador de emergencia es del mismo tipo que los otros generadores pero de 5 cilindros. Por lo tanto el generador a disponer es el MAN L16/24 de 5 cilindros. Dicho generador proporciona 450 kW trabajando como generador, es decir que en situación de emergencia trabaja al 80 % de su capacidad.

El generador de emergencia estará situado en la cubierta superior, a popa de la superestructura.

## 5. Cálculo de los transformadores

### 5.1. Transformadores del cuadro principal

Se necesitarán dos transformadores de red para transformar los 440 V a 220 V para los consumos de alumbrado. El consumo máximo de alumbrado es de 41.3 kW.

Por lo tanto se instalará un transformador de relación 440/220 V, con una potencia de 55 KVA, tomando como  $\cos \alpha = 0.8$ . Este transformador irá refrigerado por el sistema de agua dulce centralizado.

## 6. Cuadro principal

El cuadro principal estará situado en la cámara de máquinas, donde está situada la sala de control. Este cuadro estará compuesto por:

- Cuatro paneles de generadores auxiliares, uno por cada uno de los generadores
- Un panel de sincronismo
- Dos paneles de grupos no esenciales
- Dos paneles de grupos esenciales
- Un panel de salidas de 220 V

## 7. Diagrama unifilar del sistema de potencia

### 7.1. Cálculo de conductores generadores

La intensidad máxima que debe soportar el conductor del cuadro principal, vendrá dada por la potencia máxima de cada grupo generador. La relación es la siguiente, al haber utilizado un a distribución trifásica,

$$I_n = \frac{S_g}{\sqrt{3} \cdot V} = \frac{937.5}{\sqrt{3} \cdot 440} \cdot 1000 = 1230 \text{ A}$$

### 7.2. Cálculo de conductores generador de emergencia

Al igual que en el apartado anterior, la intensidad que debe soportar el conductor del generador de emergencia es,

$$I_n = \frac{S_g}{\sqrt{3} \cdot V} = \frac{562.5}{\sqrt{3} \cdot 440} \cdot 1000 = 738 \text{ A}$$

### 7.3. Diagrama unifilar

Se muestra en el anexo II el diagrama unifilar del buque-proyecto.

## 8. Bibliografía

Ref. [1] *Balance eléctrico*. D. Amable López Piñeiro. ETSIN



## 9. Índice de figuras y tablas

Tabla 1. Resumen de las potencias consumidas

Tabla 2. Uso y régimen de los generadores

Tabla 3. Equipos de emergencia

Petrolero de crudo clase Panamax 65000 TPM

## Anexo I

AUXILIARES					Navegación		Maniobra		Descarga		Puerto	
	Ins	Potmin(kW)	Srv	Kn	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)
Bomba AD Refrigeración alta temperatura	2	2.25	1	0.5	0.9	2.025	0.9	2.025	0.5	1.125	0.5	1.125
Bomba AD Refrigeración baja temperatura	2	1.9325	1	0.5	0.9	1.73925	0.9	1.73925	0.5	0.96625	0.5	0.96625
Bomba aceite lubricante	5	1.0725	4	0.8	0.5	2.145	0.5	2.145	0.7	3.003	0.5	2.145
TOTAL						5.90925		5.90925		5.09425		4.23625

PROPULSIÓN					Navegación		Maniobra		Descarga		Puerto	
	Ins	Potmin(kW)	Srv	Kn	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)
Bomba aceite lubricante	2	31.5	1	0.5	0.8	25.2	0.8	25.2	0.5	15.75	0	0
Bomba AD Refrigeración	2	26	1	0.5	0.9	23.4	0.9	23.4	0.1	2.6	0.1	2.6
Bomba Agua Salada Refrigeración	2	45.73	1	0.5	0.9	41.157	0.9	41.157	0.1	4.573	0.1	4.573
Bomba AD refrigeración cilindros	2	9.72	1	0.5	0.9	8.748	0.9	8.748	0.1	0.972	0	0
Compresores Principales	2	53	1	0.5	0.2	10.6	1	53	0.1	5.3	0	0
Soplante Auxiliar	2	54	1	0.5	0.5	27	0.7	37.8	0	0	0	0
TOTAL						136.105		189.305		29.195		7.173

CALDERAS					Navegación		Maniobra		Descarga		Puerto	
	Ins	Potmin(kW)	Srv	Kn	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)
Alimentación Agua Calderas Auxiliares	3	13.4	2	0.6667	0.1	2.68	0.9	24.12	1	26.8	0	0
Alimentación Combustible Calderas Auxiliares	2	0.8	1	0.5	0.1	0.08	0.9	0.72	0.9	0.72	0	0
Bomba Extracción del Condensado	2	2.53	1	0.5	0.6	1.518	0.9	2.277	0.9	2.277	0.4	1.012
Alimentación Agua Caldereta gases escape	2	0.8	1	0.5	1	0.8	0	0	0	0	0	0
Extracción del Condensado Caldereta	2	0.79	1	0.5	1	0.79	0	0	0	0	0	0
TOTAL						5.868		27.117		29.797		1.012

SERVICIO TRASIEGO Y PURIFICACIÓN					Navegación		Maniobra		Descarga		Puerto	
	Ins	Potmin(kW)	Srv	Kn	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)
Bomba trasiego HFO propulsión	2	5.68	1	0.5	0.2	1.136	0.2	1.136	0.2	1.136	0.2	1.136
Bomba trasiego HFO auxiliares	2	2.5	1	0.5	0.2	0.5	0.2	0.5	0.2	0.5	0.2	0.5
Separadora HFO	4	6.8	3	0.75	0.9	18.36	0.9	18.36	0.3	6.12	0.3	6.12

Petrolero de crudo clase Panamax 65000 TPM

Bomba Alimentación HFO propulsión	2	0.46	1	0.5	0.9	0.414	0.9	0.414	0.3	0.138	0.3	0.138
Bomba Alimentación HFO auxiliares	2	0.16	1	0.5	0.8	0.128	0.9	0.144	0.9	0.144	0.5	0.08
Bomba Circulación HFO propulsión	2	1.14	1	0.5	0.9	1.026	0.9	1.026	0.3	0.342	0.3	0.342
Bomba Circulación HFO auxiliares	2	0.78	1	0.5	0.8	0.624	0.9	0.702	0.9	0.702	0.5	0.39
Bomba Depuradora propulsión	2	0.47	1	0.5	0.9	0.423	0.9	0.423	0.3	0.141	0.3	0.141
Bomba Depuradora auxiliares	2	0.21	1	0.5	0.9	0.189	0.9	0.189	0.3	0.063	0.3	0.063
Centrifugadora de aceite	1	0.12	1	1	0.5	0.06	0.5	0.06	0.5	0.06	0.5	0.06
Bomba de Lodos	1	0.7	1	1	0.2	0.14	0.2	0.14	0.2	0.14	0.2	0.14
TOTAL					23		23.094		9.486		9.11	

MANEJO DE CARGA Y SEGURIDAD					Navegación		Maniobra		Descarga		Puerto	
	Ins	Potmin(kW)	Srv	Kn	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)
Bomba baldeo y contraincendios	2	140.79	1	0.5	0.2	28.158	0	0	0	0	0	0
Bomba espumógeno CI	1	3.07	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0
Bombas carga y descarga	4	551.8	4	1	0	0	0	0	1	2207.2	0	0
Bomba de agotamiento	2	122.63	2	1	0	0	0	0	0.1	24.526	0	0
Bombas de sentinas	2	31.34	1	0.5	0.1	3.134	0	0	0.3	9.402	0.2	6.268
Bomba Separador de Sentinas	1	3.18	1	1	0.5	1.59	0.2	0.636	0.5	1.59	0.3	0.954
Grúas Manifold	2	42.04	1	0.5	0	0	0	0	0.2	8.408	0	0
Electrobomba de Lastre	2	392.4	1	0.5	0.2	78.48	0.1	39.24	0.2	78.48	0.1	39.24
TOTAL					111.362		39.876		2329.606		46.462	

VENTILACIÓN					Navegación		Maniobra		Descarga		Puerto	
	Ins	Potmin(kW)	Srv	Kn	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)
Sistema de climatización	1	180	1	1	0.8	144	0.8	144	0.6	108	0.8	144
Ventiladores CCMM	4	0.35	3	0.75	0.9	0.945	0.8	0.84	0.5	0.525	0.5	0.525
Extractores	2	0.15	1	0.5	0.8	0.12	0.8	0.12	0.5	0.075	0.2	0.03
TOTAL					145.065		144.96		108.6		144.555	

MANIOBRA Y AMARRE					Navegación		Maniobra		Descarga		Puerto	
	Ins	Potmin(kW)	Srv	Kn	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)
Servomotor	2	37	1	0.5	0.2	7.4	0.9	33.3	0	0	0	0
Molinete Ancla	2	146	1	0.5	0	0	0.5	73	0	0	0	0
Maquinaria Hidráulica Amarre	4	147	2	0.5	0	0	0	0	0.1	29.4	0	0

Petrolero de crudo clase Panamax 65000 TPM

					TOTAL	7.4	106.3	29.4	0
--	--	--	--	--	-------	-----	-------	------	---

ALUMBRADO	Ins	Potmin(kW)	Srv	Kn	Navegación		Maniobra		Descarga		Puerto	
					Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)
Luces de navegación	1	0.5	1	1	1	0.5	1	0.5	1	0.5	0.1	0.05
Alumbrado interior	1	46.75	1	1	0.7	32.725	0.7	32.725	0.7	32.725	0.7	32.725
Alumbrado exterior	1	8.3	1	1	0.8	6.64	0.8	6.64	1	8.3	0.8	6.64
				TOTAL		39.865		39.865		41.525		39.415

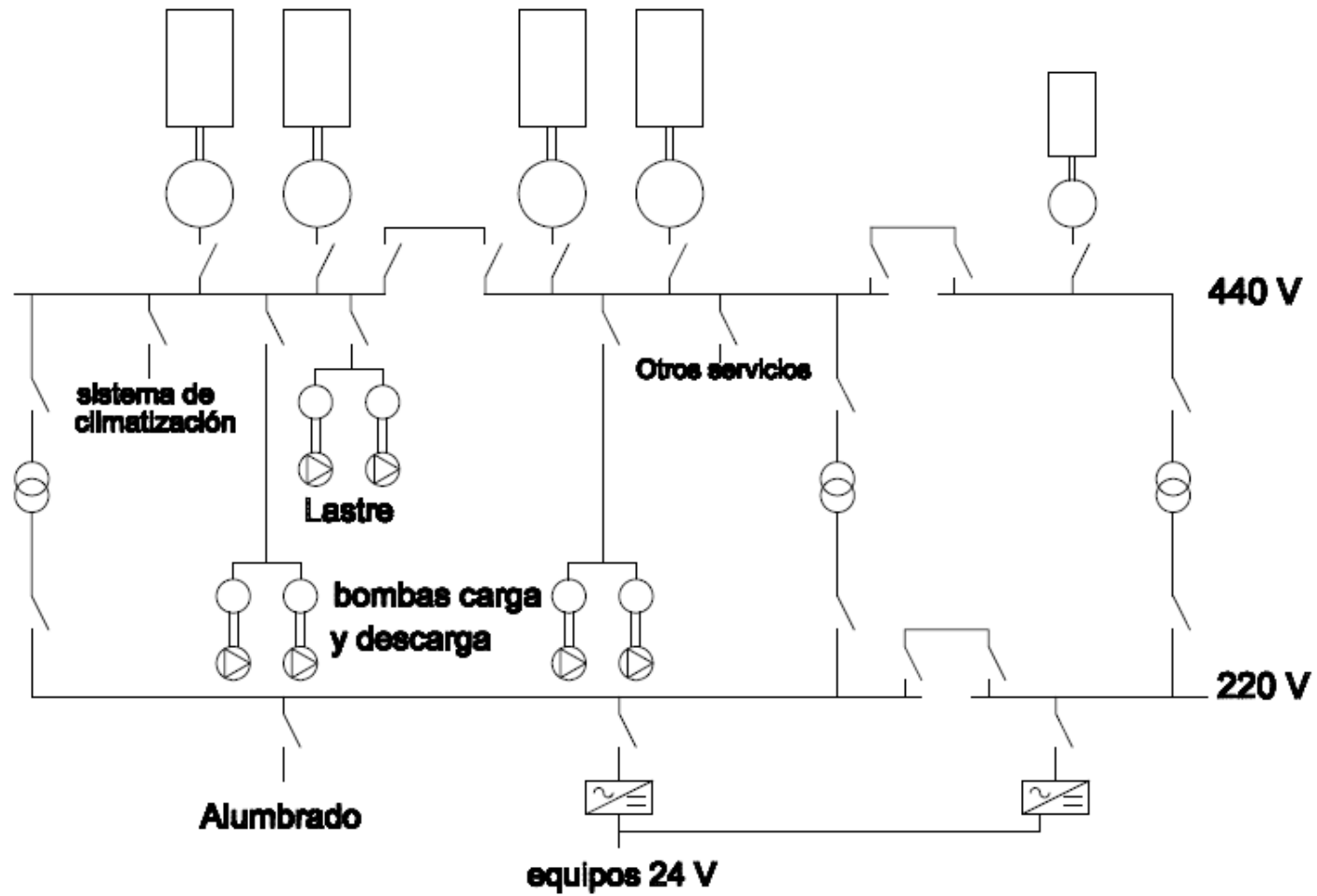
ACCESO, ELEVACIÓN, MANTENIMIENTO	Ins	Potmin(kW)	Srv	Kn	Navegación		Maniobra		Descarga		Puerto	
					Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)
Chigre Bote de Rescate	1	6	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0
Grúa de Provisiones	1	14.01	1	1	0	0	0	0	0.1	1.401	0.2	2.802
Grúa Pórtico Motor Principal	1	3.5	1	1	0	0	0	0	0	0	0.1	0.35
Grúa Pórtico CCMM	1	3.5	1	1	0.1	0.35	0	0	0	0	0.1	0.35
Equipos de mantenimiento	1	6.5	1	1	0.1	0.65	0	0	0	0	0.1	0.65
				TOTAL		1		0		1.401		4.152

NAVEGACIÓN Y COMUNICACIONES	Ins	Potmin(kW)	Srv	Kn	Navegación		Maniobra		Descarga		Puerto	
					Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)
Radar	2	1.6	2	1	0.8	2.56	0.8	2.56	0.2	0.64	0.5	1.6
Radiogonómetro	1	0.3	1	1	0.4	0.12	0.5	0.15	0	0	0	0
Computador Carga	1	1.5	1	1	0.4	0.6	0.5	0.75	0.8	1.2	0.4	0.6
Corredera	1	0.3	1	1	0.4	0.12	0.5	0.15	0.2	0.06	0.4	0.12
Estación GMDSS	1	3.5	1	1	0.5	1.75	0.5	1.75	0.2	0.7	0.5	1.75
Consola Cabina de Control	1	2	1	1	0.7	1.4	0.5	1	0.2	0.4	0.5	1
Consola Puente de Gobierno	1	1.5	1	1	0.7	1.05	0.5	0.75	0.2	0.3	0	0
Telemando Válvulas	1	1.5	1	1	0.2	0.3	0.5	0.75	0.5	0.75	0.5	0.75
Cuadro Servicios Especiales CCMM	1	8	1	1	0.5	4	0.5	4	0.5	4	0.5	4
Cuadro Servicios Puente	1	2	1	1	0.2	0.4	0.2	0.4	0.2	0.4	0.2	0.4
Receptor Navegación Satélite	1	0.3	1	1	0.5	0.15	0.5	0.15	0.5	0.15	0.5	0.15
Ecosonda	1	0.3	1	1	0	0	1	0.3	0	0	0	0
Otros servicios Navegación	1	3	1	1	0.2	0.6	0.2	0.6	0	0	0.2	0.6
		25.8		TOTAL		13.05		13.31		8.6		10.97

Petrolero de crudo clase Panamax 65000 TPM

FONDA Y HOTEL					Navegación		Maniobra		Descarga		Puerto	
	Ins	Potmin(kW)	Srv	Kn	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)	Ksr	Pot (kW)
Gambuza Refrigerada	2	7.5	1	0.5	0.9	6.75	0.9	6.75	0.9	6.75	0.9	6.75
Frigorífico	1	1.5	1	1	0.9	1.35	0.9	1.35	0.9	1.35	0.9	1.35
Cocina	2	20	2	1	0.5	20	0.5	20	0.2	8	0.5	20
Horno	1	5	1	1	0.5	2.5	0.5	2.5	0.2	1	0.5	2.5
Peladora de Patatas	1	0.5	1	1	0.2	0.1	0.2	0.1	0.2	0.1	0.2	0.1
Amasadora	1	1	1	1	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
Parrilla Eléctrica	2	3	2	1	0.2	1.2	0.2	1.2	0.2	1.2	0.2	1.2
Marmita Eléctrica	1	11	1	1	0.2	2.2	0.2	2.2	0.2	2.2	0.2	2.2
Freidora	2	4.5	2	1	0.2	1.8	0.2	1.8	0.2	1.8	0.2	1.8
Lavavajillas	1	2	1	1	0.3	0.6	0.3	0.6	0.3	0.6	0.3	0.6
Lavaplatos	1	2	1	1	0.3	0.6	0.3	0.6	0.3	0.6	0.3	0.6
Cafetera	1	0.5	1	1	0.5	0.25	0.5	0.25	0.5	0.25	0.5	0.25
Microondas	3	3	3	1	0.5	4.5	0.5	4.5	0.5	4.5	0.5	4.5
Termo Leche	1	0.5	1	1	0.5	0.25	0.5	0.25	0.5	0.25	0.5	0.25
Lavadoras	2	4	2	1	0.2	1.6	0.2	1.6	0.1	0.8	0.2	1.6
Secadoras	1	3	1	1	0.2	0.6	0.2	0.6	0.1	0.3	0.2	0.6
Planchadora	1	6	1	1	0.2	1.2	0.2	1.2	0.1	0.6	0.2	1.2
Generador Agua Dulce	1	0.8	1	1	0.8	0.64	0.8	0.64	0.8	0.64	0.8	0.64
Bomba Cierculación Agua Sanitaria	2	1.1	2	1	0.8	1.76	0.8	1.76	0.8	1.76	0.8	1.76
Bomba Circulación Agua Caliente	2	0.12	2	1	0.8	0.192	0.8	0.192	0.8	0.192	0.8	0.192
Planta Tratamiento Aguas Residuales	1	3.2	1	1	0.5	1.6	0.5	1.6	0.5	1.6	0.5	1.6
Hervidor de agua	1	5	1	1	0.5	2.5	0.5	2.5	0.1	0.5	0.5	2.5
Potabilizador	2	0.2	1	0.5	0.8	0.16	0.8	0.16	0.8	0.16	0.8	0.16
Asador de pollos	1	10	1	1	0.2	2	0.2	2	0.1	1	0.2	2
Incinerador	1	7	1	1	0.4	2.8	0.4	2.8	0.2	1.4	0.4	2.8
Otros	1	3	1	1	0.2	0.6	0.2	0.6	0.2	0.6	0.2	0.6
TOTAL					57.952		57.952		38.352		57.952	

## Anexo II



# Cuadernillo 10

## Resistencia estructural

---

Petrolero de crudo Panamax 65000TPM

**Pablo Ceña Martínez**

**Alberto Torres Benayas**



Tutor: Don Ignacio Díez de Ulzurrun

Proyecto Final de Carrera número: 091

## Índice

1.	Introducción .....	3
2.	Resistencia longitudinal .....	3
2.1.	Cargas en aguas tranquilas.....	3
2.2.	Cargas por olas .....	4
2.3.	Carga total .....	5
2.4.	Módulo resistente .....	6
3.	Estructura longitudinal .....	6
3.1.	Cubierta superior .....	7
3.2.	Cubierta intermedia .....	8
3.3.	Fondo.....	9
3.4.	Mamparo de crujía .....	9
3.5.	Mamparo de doble costado .....	10
3.6.	Costado.....	10
4.	Inercia de la maestra .....	11
5.	Refuerzos transversales .....	15
5.1.	Transversales de cubierta .....	15
5.2.	Transversales de cubierta intermedia .....	15
5.3.	Transversales de fondo .....	16
5.4.	Transversales de doble costado .....	16
6.	Mamparos transversales .....	16
7.	Referencias.....	18
8.	Índice de figuras y tablas .....	19
	Anexo I .....	20



## 1. Introducción

En este cuadernillo se va a tratar de definir la estructura del buque. Este proceso es un proceso iterativo que depende de la distribución del peso en rosca y del peso muerto en las diferentes situaciones de carga. Por ello, los cuadernillos 10, 11 y 12 se realizaron a la par. En el proceso iterativo, lo que se trató fue de unificar elementos, es decir, que se usaran los mismos espesores y refuerzos en distintas zonas de manera que se facilite el proceso constructivo.

En cuanto al acero el tipo de acero elegido para este buque tiene las siguientes características:

Límite elástico	235 N/mm <sup>2</sup>
Módulo de Young	206000 N/mm <sup>2</sup>
Factor de acero de alta resistencia	1

Tabla 1. Características del acero

Por tanto se trata de un acero tipo A según lo establecido por la norma en su apartado 2.1.2.

## 2. Resistencia longitudinal

En este apartado vamos a calcular la resistencia longitudinal del buque. Para ello seguiremos las normas del ABS, en concreto el apartado 3.2.1. Para ello, lo primero que tenemos que hacer es comprobar que el buque cumple con los márgenes establecidos:

- ✓  $L/B=6.8>5$
- ✓  $L=218.96\text{ m}>500\text{ m}$
- ✓  $C_B=0.84>0.6$
- ✓ No tiene grandes escotillas
- ✓ No tiene un abanico de proa grande
- ✓ No transporta carga calefactada
- ✓ No tiene formas inusuales

Como podemos ver cumplimos con los requisitos, por lo que podemos aplicar las normas de este apartado sin tener que recurrir a normas especiales.

### 2.1. Cargas en aguas tranquilas

Según lo establecido en el apartado 3.2.1/3.3 del ABS el momento flector y el esfuerzo cortante en aguas tranquilas dependen de la distribución del peso a lo largo del buque. Este cálculo se hace en el cuadernillo 12 y los resultados obtenidos son:

Momento flector máximo	3763933.41 kN·m
Momento flector mínimo	-2151209.69 kN·m
Esfuerzo cortante máximo	73162.98 kN
Esfuerzo cortante mínimo	-68150.07 kN

Tabla 2. Esfuerzos en aguas tranquilas

## 2.2. Cargas por olas

Lo primero que hay que calcular es el momento flector generado por las olas. Para calcularlo recurrimos al apartado 3.2.1/3.5.1 de las normas del ABS. En él tenemos que el momento flector en arrufo y quebranto son:

- Arrufo:  $M_{ws} = -k_1 C_1 L^2 B (C_b + 0.7) \cdot 10^{-3}$
- Quebranto:  $M_{wh} = +k_2 C_1 L^2 B C_B \cdot 10^{-3}$

donde los valores de estas variables son:

Variable	Valor
$k_1$	110
$k_2$	190
$C_1$	$10.75 - \left(\frac{300 - L}{100}\right)^{1.5} = 10.020$
$L$	218.96 m
$B$	32.2 m
$C_B$	0.84

Tabla 3. Variables para el cálculo de momentos flectores por olas

Luego nos queda que los momentos en la cuaderna maestra son:

- Arrufo:  $-2620393.83 \text{ kN}\cdot\text{m} = -2.62 \cdot 10^6 \text{ kN}\cdot\text{m}$
- Quebranto:  $2468800.80 \text{ kN}\cdot\text{m} = 2.47 \cdot 10^6 \text{ kN}\cdot\text{m}$

Éste es el valor del momento en la cuaderna maestra, por lo que su distribución a lo largo del buque es (la eslora es 0 m en la perpendicular de popa y 219 m en la perpendicular de proa):

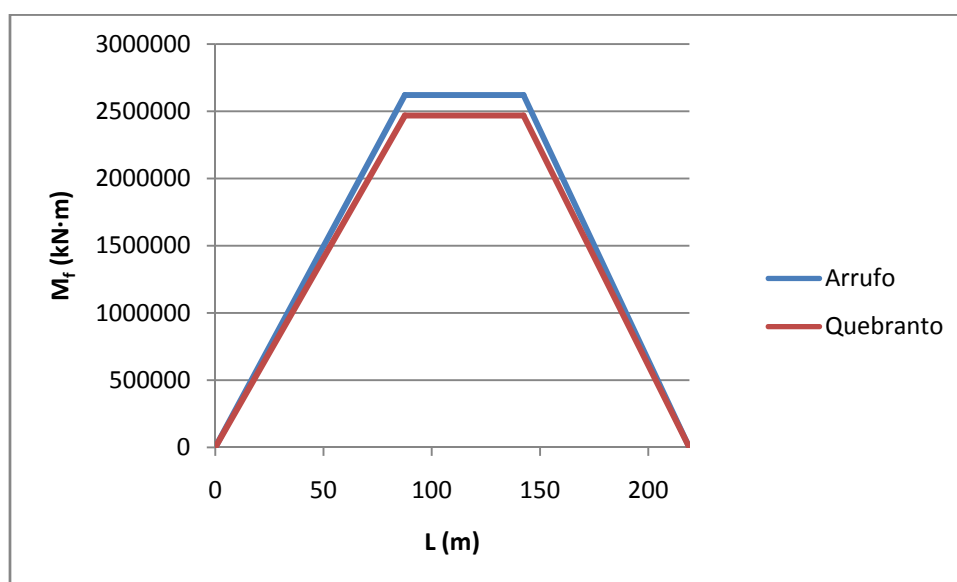


Figura 1. Momentos flectores por olas

El siguiente paso es calcular las fuerzas cortantes. Esto viene definido en el apartado 3.2.1/3.5.3 del ABS y las expresiones son las siguientes:

- Fuerza positiva:  $+kF_1C_1LB(C_B + 0.7) \cdot 10^{-2}$
- Fuerza negativa:  $-kF_2C_1LB(C_B + 0.7) \cdot 10^{-2}$

donde los valores que de nuestro buque a proyectar son:

Variable	Valor
$C_1$	$10.75 - \left(\frac{300 - L}{100}\right)^{1.5} = 10.020$
$L$	218.96 m
$B$	32.2 m
$C_B$	0.84
$k$	30
$F_1$	Factor que depende de la posición longitudinal
$F_2$	Factor que depende de la posición longitudinal

Tabla 4. Variables para el cálculo de esfuerzos cortantes por olas

Luego representado la distribución de momentos cortantes a lo largo del buque tenemos (los valores negativos se representan en valor absoluto):

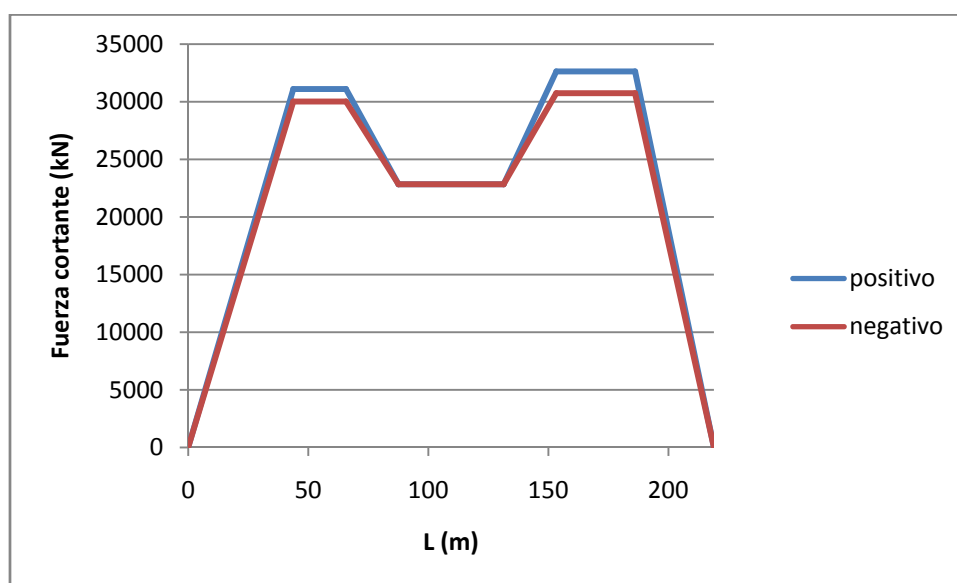


Figura 2. Esfuerzos cortantes por olas

## 2.3. Carga total

Una vez conocidos los valores de las cargas en olas y en aguas tranquilas tenemos que los valores máximos de dichas cargas son:

Momento flector máximo	6232734 kN·m
Momento flector mínimo	-4771604 kN·m
Esfuerzo cortante máximo	105801 kN

<b>Esfuerzo cortante mínimo</b>	<b>-98896 kN</b>
---------------------------------	------------------

Tabla 5. Cargas totales

## 2.4. Módulo resistente

El módulo resistente a 0.4 de la eslora en la zona central se calculará por el apartado 3.2.1/3.7.1 del ABS:

$$SM = \frac{M_t}{f_p}$$

donde SM es el módulo resistente,  $M_t$  es el momento flector máximo suma de los momentos flectores en aguas tranquilas y en olas y  $f_p$  es la carga máxima. Éste último valor viene determinado por las normas y toma el valor de  $17.5 \text{ kN/cm}^2$ .

El módulo resistente requerido es de  $356156.217 \text{ cm}^2 \cdot \text{m}$ . Con esto podemos calcular la inercia mínima por la expresión del apartado 3.2.1/3.7.2:

$$I = \frac{L \cdot SM}{33.3} = 2342288.64 \text{ cm}^2 \cdot \text{m}^2$$

Además queda comprobar que esta inercia es superior a la mínima. Para ello, el módulo resistente mínimo exigido por la reglamentación viene determinado por la siguiente expresión:

$$SM_{\min} = C_1 C_2 L^2 B (C_B + 0.7)$$

donde los valores de estas variables son:

Variable	Valor
$C_1$	$10.75 - \left(\frac{300 - L}{100}\right)^{1.5} = 10.020$
$C_2$	0.01
L	218.96 m
B	32.2 m
$C_B$	0.84

Tabla 6. Variables para el cálculo del momento de inercia mínimo

Por lo tanto, nos queda que el módulo resistente mínimo es de  $238217.62 \text{ cm}^2 \cdot \text{m}$ , que como se puede ver es inferior al módulo resistente requerido por las cargas de nuestro buque y por tanto la inercia requerida por nuestro buque será mayor que la inercia mínima.

## 3. Estructura longitudinal

Para calcular la estructura del buque esta se ha dividido en 6 partes y se ha calculado tanto el espesor de la placa de cada zona así como el refuerzo mínimo que debe de estar presente.

Como todos los cálculos son iguales, se detallará el cálculo del primer elemento mostrando únicamente los resultados para las demás situaciones:

### 3.1. Cubierta superior

Para calcular el espesor de la chapa, tenemos que usar la norma 5.1.4/9.3 del ABS. En ella se define el espesor de la placa como el mínimo de 3 valores:

$$t_1 = 0.73 \cdot s \left( \frac{k_1 p}{f_1} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$t_2 = 0.73 \cdot s \left( \frac{k_2 p}{f_2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$t_3 = cs \left( \frac{S_m f_y}{E} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Variable	Significado
s	Distancia entre refuerzos longitudinales (800 mm)
k <sub>1</sub>	0.342
k <sub>2</sub>	0.5
p	Presión
f <sub>1</sub>	Carga por momentos flectores máxima admisible en sentido longitudinal 0.15·S <sub>m</sub> ·f <sub>y</sub>
f <sub>2</sub>	Carga por momentos flectores máxima admisible en sentido transversal 0.80·S <sub>m</sub> ·f <sub>y</sub>
S <sub>m</sub>	Factor de acero de alta resistencia (1)
f <sub>y</sub>	Resistencia del acero (2.35·10 <sup>4</sup> N/cm <sup>2</sup> )
E	Módulo de Young (2.06·10 <sup>7</sup> N/cm <sup>2</sup> )
c	0.5(0.6+0.0015L)

Tabla 7. Variables para el escantillonado de la cubierta superior

El espesor t<sub>1</sub> hace referencia a la resistencia longitudinal, el espesor t<sub>2</sub> a la resistencia transversal y el espesor t<sub>3</sub> está en función de la resistencia última.

De los valores anteriores todos se pueden obtener fácilmente menos la presión. Para el cálculo de la presión tenemos que recurrir al apartado 5.1.3/5.7 de la misma norma. En dicho apartado tenemos que obtener los movimientos del buque para poder obtener las presiones en las planchas teniendo en cuenta las masas añadidas. De esta forma, los movimientos obtenidos para nuestro buque son:

Amplitud máxima de balance	43,29 <sup>0</sup>
Amplitud máxima de cabeceo	8.74 <sup>0</sup>
Aceleración vertical máxima	4.18 m/s <sup>2</sup>
Aceleración transversal máxima	0.698 m/s <sup>2</sup>
Aceleración longitudinal máxima	0.232 m/s <sup>2</sup>

Tabla 8. Movimientos y aceleraciones del buque

Una vez que conocemos los movimientos del buque se puede determinar la presión y se obtiene que la presión máxima es de  $5.296 \text{ N/cm}^2$ .

Con esto determinamos que el espesor requerido son los siguientes:

$t_1$	13.24 mm
$t_2$	6.93 mm
$t_3$	12.54 mm

Tabla 9. Espesores mínimos de las planchas de cubierta

Entonces redondeando al entero siguiente tenemos que el espesor de la chapa de cubierta es de **14 mm**. Este valor será el que se usará para el cálculo estructural, pero dicho valor será incrementado en 1 mm para soportar la corrosión, por lo que la chapa que habrá que instalar en el buque será de **15 mm**. Este valor será el que se use para calcular el peso del acero.

Ahora queda determinar los refuerzos longitudinales que tenemos que instalar en esta placa. Para ello, lo que tenemos es que seguir las indicaciones del apartado 5.1.4/9.5 de las normas. Lo primero que se hace es calcular la placa equivalente y ver que el módulo resistente es igual o superior al pedido. Para ello, lo que tenemos que hacer es usar la siguiente ecuación:

$$SM = \frac{M}{f_b}$$

$$M = 1000psl^2/k$$

Variable	Significado
s	Distancia entre refuerzos longitudinales (800 mm)
p	Presión
$f_b$	Carga por momentos flectores máxima admisible
l	Distancia entre refuerzos transversales
k	12

Tabla 10. Variables para calcular los refuerzos longitudinales de cubierta

Realizando cálculos se obtiene que el módulo resistente mínimo es de  $105.45 \text{ cm}^3$ . Para conseguir esto, se utiliza un refuerzo de bulbo plano de 300x13 que nos da un módulo resistente de  **$376.2 \text{ cm}^3$** . Puede parecer que este valor es muy elevado, pero este valor se ha elegido para poder dar la inercia exigida.

### 3.2. Cubierta intermedia

Espesor de la plancha	14 mm
Modulo resistente de la plancha equivalente exigido	$420.6 \text{ cm}^3$
Modulo resistente de la plancha resistente	$452.1 \text{ cm}^3$
Refuerzo elegido	320x16
Incremento del espesor por corrosión	1 mm

Tabla 11. Escantillonado de la cubierta intermedia

El valor del incremento por corrosión ha sido tomado de la norma 5.1.A4/1.3 del ABS a diferencia del resto debido a que este valor es único para esta disposición de los petroleros.

### 3.3. Fondo

Espesor de la plancha	17 mm
Modulo resistente de la plancha equivalente exigido	382 cm <sup>3</sup>
Modulo resistente de la plancha resistente	382.3 cm <sup>3</sup>
Refuerzo elegido	300x13
Incremento del espesor por corrosión	1 mm

Tabla 12. Escantillonado de las planchas de fondo

También hay que tener en cuenta que se colocará una quilla central con una anchura de 3 metros que tendrá los mismos refuerzos pero un espesor de 2 mm más que las planchas de fondo, por lo que el espesor obtenido es de 19 mm.

### 3.4. Mamparo de crujía

El mamparo de crujía se divide en dos elementos, el de los tanques superiores y el de los tanques inferiores. Así las características del mamparo superior son:

Espesor de la plancha	15 mm
Modulo resistente de la plancha equivalente exigido	467.6 cm <sup>3</sup>
Modulo resistente de la plancha resistente	475.9 cm <sup>3</sup>
Refuerzo elegido	340x13
Incremento del espesor por corrosión	1.5 mm

Tabla 13. Escantillonado del mamparo de crujía superior

En cuanto al mamparo inferior tenemos que:

Espesor de la plancha	14 mm
Modulo resistente de la plancha equivalente exigido	467.6 cm <sup>3</sup>
Modulo resistente de la plancha resistente	471.5 cm <sup>3</sup>
Refuerzo elegido	340x13
Incremento del espesor por corrosión	1.5 mm

Tabla 14. Escantillonado del mamparo de crujía inferior

En este mamparo habrá que hacer la comprobación de que el espesor es suficiente para aguantar los esfuerzos cortantes según lo establecido en el apartado 5.1.4/5. Esta comprobación se ha realizado para los mamparos de crujía, los de doble costado y costado y en todos los casos cumple. A continuación se detalla cómo hay que realizarla aplicándola al mamparo en el que nos encontramos.

El espesor mínimo que tiene que tener dicho mamparo es:

$$t_s \geq \frac{F_t D_s m}{I f_s}$$

Variable	Significado
$F_t$	Esfuerzos cortantes máximos
$D_s$	Factor de distribución de los esfuerzos cortantes
$m$	Momento de primer orden de la mitad superior o inferior de la cuaderna maestra respecto a la fibra neutra
$I$	Inercia de la maestra
$f_s$	Esfuerzo máximo permisible

Tabla 15. Variables para escantillonar los mamparos por cortantes

Así, el valor del espesor mínimo es de 0.85mm, valor muy inferior al espesor que hemos dispuesto y que por tanto no hay problema en cuanto a esfuerzos cortantes.

### 3.5. Mamparo de doble costado

Al igual que en el apartado anterior, este mamparo también se subdivide en superior e inferior.

Mamparo superior:

Espesor de la plancha	15 mm
Modulo resistente de la plancha equivalente exigido	643.2 cm <sup>3</sup>
Modulo resistente de la plancha resistente	674.4 cm <sup>3</sup>
Refuerzo elegido	370x16
Incremento del espesor por corrosión	1.5 mm

Tabla 16. Escantillonado del mamparo de doble costado superior

Mamparo inferior:

Espesor de la plancha	17 mm
Modulo resistente de la plancha equivalente exigido	643.2 cm <sup>3</sup>
Modulo resistente de la plancha resistente	686.4 cm <sup>3</sup>
Refuerzo elegido	370x16
Incremento del espesor por corrosión	1.5 mm

Tabla 17. Escantillonado del mamparo de doble costado inferior

### 3.6. Costado

En este caso, la división de la parte alta de la baja se hace por la línea de flotación (13 m)

Costado superior:

Espesor de la plancha	18 mm
Modulo resistente de la plancha equivalente exigido	595.04 cm <sup>3</sup>
Modulo resistente de la plancha resistente	692.0 cm <sup>3</sup>
Refuerzo elegido	370x16
Incremento del espesor por corrosión	1.5 mm

Tabla 18. Escantillonado de las placas de costado superiores



Costado inferior:

Espesor de la plancha	19 mm
Modulo resistente de la plancha equivalente exigido	595.04 cm <sup>3</sup>
Modulo resistente de la plancha resistente	702.4 cm <sup>3</sup>
Refuerzo elegido	370x16
Incremento del espesor por corrosión	1.5 mm

Tabla 19. Escantillonado de las placas de costado inferiores

#### 4. Inercia de la maestra

Una vez que se ha determinado la estructura longitudinal se puede calcular la inercia de la maestra. Para ello, lo que se necesita saber es el área de cada elemento, la inercia respecto a su eje y la posición vertical de su centro de gravedad. Con estos datos y aplicando el teorema de Steiner se puede obtener la inercia total, así como la altura de la fibra neutra.

Cabe destacar que a la hora de calcular la inercia de la maestra no se ha tenido en cuenta los espesores que se deben añadir por corrosión, porque dichos espesores se irán perdiendo con el tiempo y no darán inercia.

A continuación se muestra una tabla con los distintos elementos. Se puede ver de qué elemento se trata en el anexo I:

Elemento	Área (cm <sup>2</sup> )	Inercia (cm <sup>4</sup> )	z <sub>g</sub> (m)	Momento 1 <sup>er</sup> orden	Inercia al eje neutro (cm <sup>4</sup> )
Pl. fondo	1842.88	393.147733	0	0	1629542285
Pl. cub. Intermedia	1703	239.839167	6	10218	197259279
Pl. cubierta	2254	368.153333	20.05	45193	2554918436
Pl. crujía alta	913.25	150231528	13.025	11895	270014240
Pl. crujía baja	360	10800000	3	1080	158412041
Pl. doble costado alto	1826.5	300463055	13.025	23790	540028480
Pl. doble costado baja	900	27000000	3	2700	396030102
Pl. costado alto	1136	47721466.7	16.5	18744	619833090
Pl. costado bajo	1823.4	155926380	7.885	14378	197964762
Quilla	270	506250	0	0	239250124
Pantoque	1071	7915257.1	0.787	843	803048121
Refuerzo 1	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 2	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 3	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 4	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 5	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 6	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 7	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 8	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 9	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 10	52.8	4720	19.865	1049	57791881

Petrolero de crudo clase Panamax 65000 TPM

Refuerzo 11	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 12	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 13	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 14	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 15	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 16	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 17	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 18	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 19	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 20	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 21	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 22	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 23	52.8	4720	19.865	1049	57791881
Refuerzo 24	80.7	10980	19.827	1600	87692935
Refuerzo 25	80.7	10980	19.027	1535	74750444
Refuerzo 26	80.7	10980	18.227	1471	62840913
Refuerzo 27	80.7	10980	17.427	1406	51964342
Refuerzo 28	80.7	10980	16.627	1342	42120730
Refuerzo 29	80.7	10980	15.827	1277	33310079
Refuerzo 30	80.7	10980	15.027	1213	25532388
Refuerzo 31	80.7	10980	14.227	1148	18787657
Refuerzo 32	80.7	10980	13.427	1084	13075886
Refuerzo 33	80.7	10980	12.627	1019	8397075
Refuerzo 34	80.7	10980	11.827	954	4751224
Refuerzo 35	80.7	10980	11.027	890	2138332
Refuerzo 36	80.7	10980	10.227	825	558401
Refuerzo 37	80.7	10980	9.427	761	11430
Refuerzo 38	80.7	10980	8.627	696	497419
Refuerzo 39	80.7	10980	7.827	632	2016368
Refuerzo 40	80.7	10980	7.027	567	4568277
Refuerzo 41	80.7	10980	6.227	503	8153145
Refuerzo 42	80.7	10980	5.427	438	12770974
Refuerzo 43	80.7	10980	4.627	373	18421763
Refuerzo 44	80.7	10980	3.827	309	25105512
Refuerzo 45	80.7	10980	3.027	244	32822221
Refuerzo 46	80.7	10980	2.227	180	41571890
Refuerzo 47	80.7	10980	1.468	118	50828046
Refuerzo 48	80.7	10980	0.826	67	59383213
Refuerzo 49	80.7	10980	0.383	31	65674434
Refuerzo 50	80.7	10980	0.245	20	67698931
Refuerzo 51	52.8	4720	0.185	10	44873436
Refuerzo 52	52.8	4720	0.185	10	44873436
Refuerzo 53	52.8	4720	0.185	10	44873436
Refuerzo 54	52.8	4720	0.185	10	44873436
Refuerzo 55	52.8	4720	0.185	10	44873436

Petrolero de crudo clase Panamax 65000 TPM

Refuerzo 56	52.8	4720	0.185	10	44873436
Refuerzo 57	52.8	4720	0.185	10	44873436
Refuerzo 58	52.8	4720	0.185	10	44873436
Refuerzo 59	52.8	4720	0.185	10	44873436
Refuerzo 60	52.8	4720	0.185	10	44873436
Refuerzo 61	52.8	4720	0.185	10	44873436
Refuerzo 62	52.8	4720	0.185	10	44873436
Refuerzo 63	52.8	4720	0.185	10	44873436
Refuerzo 64	52.8	4720	0.185	10	44873436
Refuerzo 65	52.8	4720	0.185	10	44873436
Refuerzo 66	52.8	4720	0.185	10	44873436
Refuerzo 67	62.2	7160	0.2	12	52691992
Refuerzo 68	62.2	7160	1	62	43930863
Refuerzo 69	62.2	7160	1.8	112	35965894
Refuerzo 70	62.2	7160	2.6	162	28797085
Refuerzo 71	62.2	7160	3.4	211	22424436
Refuerzo 72	62.2	7160	4.2	261	16847947
Refuerzo 73	62.2	7160	5	311	12067617
Refuerzo 74	62.2	7160	5.8	361	8083448
Refuerzo 75	62.2	7160	6.228	387	6278831
Refuerzo 76	62.2	7160	7.028	437	3516768
Refuerzo 77	62.2	7160	7.828	487	1550864
Refuerzo 78	62.2	7160	8.628	537	381120
Refuerzo 79	62.2	7160	9.428	586	7537
Refuerzo 80	62.2	7160	10.228	636	430113
Refuerzo 81	62.2	7160	11.028	686	1648850
Refuerzo 82	62.2	7160	11.828	736	3663746
Refuerzo 83	62.2	7160	12.628	785	6474803
Refuerzo 84	62.2	7160	13.428	835	10082019
Refuerzo 85	62.2	7160	14.228	885	14485396
Refuerzo 86	62.2	7160	15.028	935	19684932
Refuerzo 87	62.2	7160	15.828	985	25680628
Refuerzo 88	62.2	7160	16.628	1034	32472485
Refuerzo 89	62.2	7160	17.428	1084	40060501
Refuerzo 90	62.2	7160	18.228	1134	48444678
Refuerzo 91	62.2	7160	19.028	1184	57625014
Refuerzo 92	62.2	7160	19.828	1233	67601511
Refuerzo 93	80.7	10980	0.416	34	65194869
Refuerzo 94	80.7	10980	1.216	98	54106837
Refuerzo 95	80.7	10980	2.016	163	44051765
Refuerzo 96	80.7	10980	2.816	227	35029653
Refuerzo 97	80.7	10980	3.616	292	27040501
Refuerzo 98	80.7	10980	4.416	356	20084309
Refuerzo 99	80.7	10980	5.216	421	14161077
Refuerzo 100	80.7	10980	6.016	485	9270805

Refuerzo 101	80.7	10980	6.816	550	5413493
Refuerzo 102	80.7	10980	7.616	615	2589140
Refuerzo 103	80.7	10980	8.416	679	797748
Refuerzo 104	80.7	10980	9.216	744	39316
Refuerzo 105	80.7	10980	10.016	808	313844
Refuerzo 106	80.7	10980	10.816	873	1621332
Refuerzo 107	80.7	10980	11.616	937	3961780
Refuerzo 108	80.7	10980	12.416	1002	7335188
Refuerzo 109	80.7	10980	13.216	1067	11741556
Refuerzo 110	80.7	10980	14.016	1131	17180884
Refuerzo 111	80.7	10980	14.816	1196	23653172
Refuerzo 112	80.7	10980	15.616	1260	31158420
Refuerzo 113	80.7	10980	16.416	1325	39696628
Refuerzo 114	80.7	10980	17.216	1389	49267796
Refuerzo 115	80.7	10980	18.016	1454	59871924
Refuerzo 116	80.7	10980	18.816	1518	71509012
Refuerzo 117	80.7	10980	19.616	1583	84179060
Refuerzo 118	60.6	6170	5.803	352	7861612
Refuerzo 119	60.6	6170	5.803	352	7861612
Refuerzo 120	60.6	6170	5.803	352	7861612
Refuerzo 121	60.6	6170	5.803	352	7861612
Refuerzo 122	60.6	6170	5.803	352	7861612
Refuerzo 123	60.6	6170	5.803	352	7861612
Refuerzo 124	60.6	6170	5.803	352	7861612
Refuerzo 125	60.6	6170	5.803	352	7861612
Refuerzo 126	60.6	6170	5.803	352	7861612
Refuerzo 127	60.6	6170	5.803	352	7861612
Refuerzo 128	60.6	6170	5.803	352	7861612
Refuerzo 129	60.6	6170	5.803	352	7861612
Refuerzo 130	60.6	6170	5.803	352	7861612
Refuerzo 131	60.6	6170	5.803	352	7861612
Refuerzo 132	60.6	6170	5.803	352	7861612
Refuerzo 133	60.6	6170	5.803	352	7861612

Tabla 20. Cálculo de la inercia de la maestra

Una vez conocido las características de los elementos podemos obtener los datos de la cuaderna maestra:

Área	45885 cm <sup>4</sup>
$z_g$	9.403 m
Inercia	2366978 cm <sup>2</sup> ·m <sup>2</sup>

Tabla 21. Resumen de la inercia de la maestra

Como se puede ver el valor de la inercia es superior al requerido y por tanto cumple los requisitos de resistencia longitudinal.

## 5. Refuerzos transversales

Al igual que con los refuerzos longitudinales, para los refuerzos transversales se mostrará la forma de calcular un valor y en el resto se darán los resultados.

### 5.1. Transversales de cubierta

Para el cálculo de estos refuerzos hay que recurrir al apartado 5.1.4/11 de las normas. En él se indica la forma de realizarlo. Para ello, lo primero que tenemos que hacer es determinar el módulo resistente mínimo:

$$SM = \frac{M}{f_b}$$

$$M = k \cdot (10000c_1\phi psl_t^2 + \beta_s M_s)$$

Variable	Significado
k	1
c <sub>1</sub>	0.3
φ	0.75
p	Presión
l <sub>t</sub>	Longitud del tanque
s	Distancia entre refuerzos transversales (3m)
β <sub>s</sub>	0.65
M <sub>s</sub>	10000c <sub>2</sub> psl <sub>s</sub> <sup>2</sup>

Tabla 22. Variables para calcular los transversales de cubierta

Se ha decidido que la distancia entre los refuerzos transversales sea de 3m para que los refuerzos transversales coincidan con los mamparos transversales.

Operando con los valores anteriores obtenemos que el módulo mínimo que se tiene es de 9944 cm<sup>3</sup>. Por lo tanto se ha decidido que el refuerzo sea un perfil en T con las siguientes características:

Tipo de refuerzo	Perfil en T
Alma	21x1500
Ala	21x300

Tabla 23. Refuerzos transversales de cubierta

### 5.2. Transversales de cubierta intermedia

Tipo de refuerzo	Perfil en T
Alma	25x1500
Ala	20x300

Tabla 24. Refuerzos transversales de intermedia

Se colocarán tanto en la parte superior como en la parte inferior de la cubierta

### 5.3. Transversales de fondo

Tipo de refuerzo	Perfil en T
Alma	24x1500
Ala	24x300

Tabla 25. Refuerzos transversales de fondo

### 5.4. Transversales de doble costado

Tipo de refuerzo	Perfil en T
Alma	25x1000
Ala	20x300

Tabla 26. Refuerzos transversales de doble costado

## 6. Mamparos transversales

Se colocarán mamparos transversales para separar los diferentes tanques. Para ello se ha optado por mamparos corrugados de manera que aligeren el peso. Para ello el esquema de estos mamparos es el siguiente:

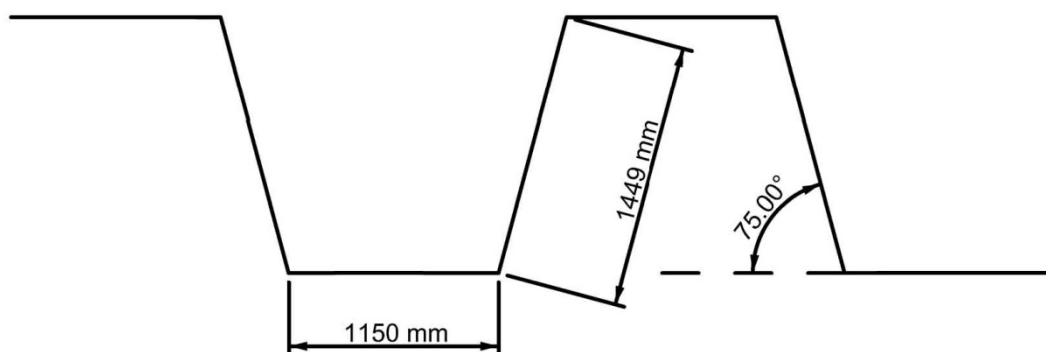


Figura 3. Esquema del mamparo corrugado

Para determinar el escantillonado de estos mamparos se tiene que recurrir a la norma del 5.1.4/17 del ABS. En ella se nos define el espesor de las diversas partes del mamparo. El resultado obtenido es que todas las partes tienen que tener el mismo escantillonado, pero al igual que se ha hecho con otros elementos se colocarán dos mamparos, uno para los tanques superiores y otro para los inferiores. Así las características que quedan son (se ha añadido 1 mm de espesor por corrosión):

	Mamparo alto	Mamparo bajo
Espesor	22 mm	16 mm
Peso	133.156 t	41.355 t

Tabla 27. Características de los mamparos corrugados

Por tanto el peso total de cada uno de estos mamparos es de 174.511 t. Estos mamparos se han situado en las siguientes posiciones:

Cuadernillo 10

Posición longitudinal (m)	
Mamparo 1	21.6
Mamparo 2	51.6
Mamparo 3	57.6
Mamparo 4	81.6
Mamparo 5	105.6
Mamparo 6	129.6
Mamparo 7	153.6
Mamparo 8	177.6
Mamparo 9	201.6
Mamparo 10	205.2

*Tabla 28. Posición de los mamparos corrugados del buque*

Como se puede ver corresponden a las divisiones de los tanques del buque.

## 7. Referencias

- [1] El proyecto básico del buque mercante. Ricardo Alvariño, Juan José Azpíroz y Manuel Meizoso. Fondo editorial de ingeniería naval. COIN 1997.
- [2] Normas ABS

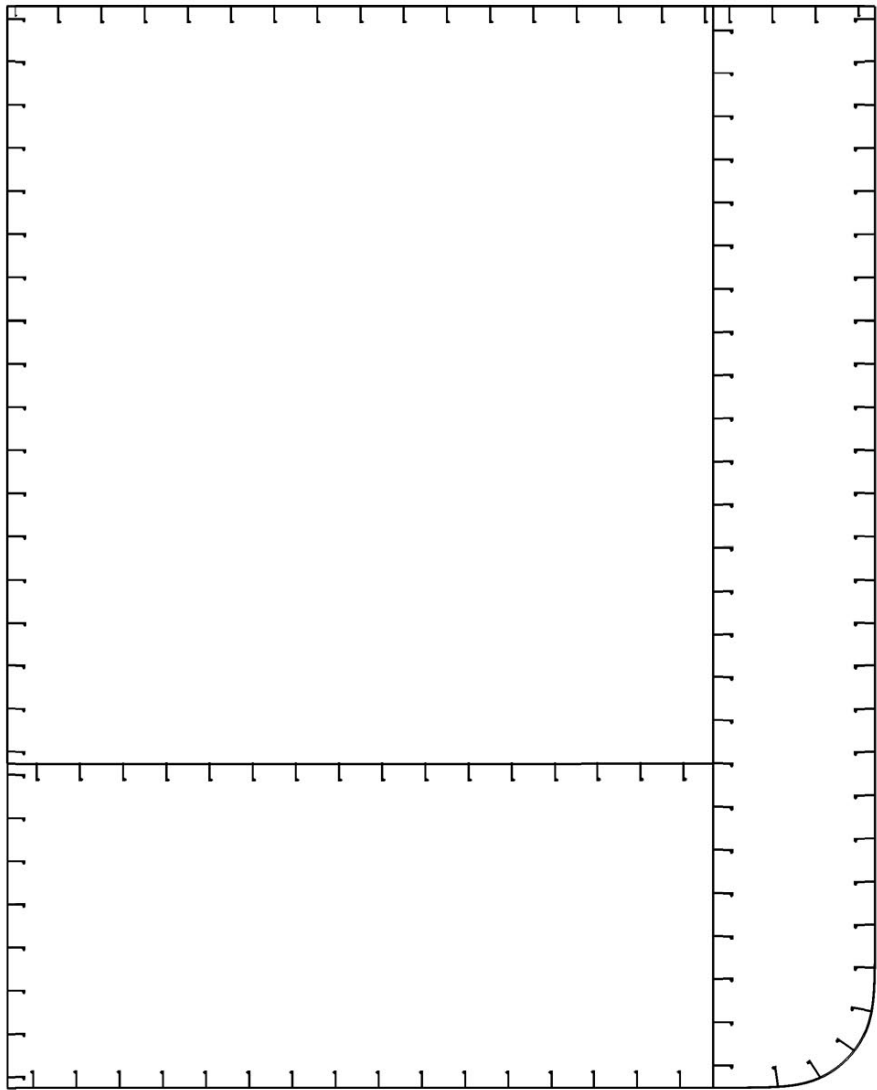


## 8. Índice de figuras y tablas

Tabla 1.	Características del acero
Tabla 2.	Esfuerzos en aguas tranquilas
Tabla 3.	Variables para el cálculo de momentos flectores por olas
Tabla 4.	Variables para el cálculo de esfuerzos cortantes por olas
Tabla 5.	Cargas totales
Tabla 6.	Variables para el cálculo del momento de inercia mínimo
Tabla 7.	Variables para el escantillonado de la cubierta superior
Tabla 8.	Movimientos y aceleraciones del buque
Tabla 9.	Espesores mínimos de las planchas de cubierta
Tabla 10.	Variables para calcular los refuerzos longitudinales de cubierta
Tabla 11.	Escantillonado de la cubierta intermedia
Tabla 12.	Escantillonado de las planchas de fondo
Tabla 13.	Escantillonado del mamparo de crujía superior
Tabla 14.	Escantillonado del mamparo de crujía inferior
Tabla 15.	Variables para escantillonar los mamparos por cortantes
Tabla 16.	Escantillonado del mamparo de doble costado superior
Tabla 17.	Escantillonado del mamparo de doble costado inferior
Tabla 18.	Escantillonado de las placas de costado superiores
Tabla 19.	Escantillonado de las placas de costado inferiores
Tabla 20.	Cálculo de la inercia de la maestra
Tabla 21.	Resumen de la inercia de la maestra
Tabla 22.	Variables para calcular los transversales de cubierta
Tabla 23.	Refuerzos transversales de cubierta
Tabla 24.	Refuerzos transversales de intermedia
Tabla 25.	Refuerzos transversales de fondo
Tabla 26.	Refuerzos transversales de doble costado
Tabla 27.	Características de los mamparos corrugados
Tabla 28.	Posición de los mamparos corrugados del buque

Figura 1.	Momentos flectores por olas
Figura 2.	Esfuerzos cortantes por olas
Figura 3.	Esquema del mamparo corrugado

Anexo I



# Cuadernillo 11

## Pesos y c.d.g. del buque en rosca

---

Petrolero de crudo Panamax 65000TPM

**Pablo Ceña Martínez**  
**Alberto Torres Benayas**



## Índice

1. Introducción .....	3
2. Peso del acero .....	3
2.1. Peso del acero continuo .....	3
2.2. Peso del acero local .....	6
3. Peso de la maquinaria .....	8
4. Peso del equipo .....	10
5. Peso en rosca y centro de gravedad .....	12
6. Referencias .....	13
7. Índice de tablas y gráficos .....	14

## 1. Introducción

En el presente cuadernillo, el objetivo que se persigue es determinar el peso en rosca del buque. Para ello, se ha dividido dicho peso en tres partidas, peso del acero, de la maquinaria y del equipo.

Para dicho cálculo, los pesos que eran desconocidos se han usado fórmulas empíricas que nos permitan aproximarlos. Dichas fórmulas han sido obtenidas de [1].

## 2. Peso del acero

El peso del acero lo dividiremos en dos partidas, el peso del acero continuo y peso del acero local.

### 2.1. Peso del acero continuo

El peso del acero continuo se determinará por el método de Aldwinckle definido en [1]. El primer paso para determinar este peso es determinar el peso del acero longitudinal, para lo que necesitamos el área de la sección maestra, calculado en el cuadernillo 10. Con ello calculamos el peso por unidad de longitud en la sección de la maestra ( $W_L(10)$ ) multiplicando el área de la maestra por la densidad del acero ( $7850 \text{ kg/m}^3$ ).

Una vez conocido dicho valor se puede obtener el peso de cada una de las secciones con la siguiente expresión:

$$W_L(i) = G(i)^{m(i)} \cdot W_L(10)$$

donde  $G(i)$  es el cociente entre el perímetro de la sección  $i$  y el perímetro de la maestra y  $m(i)$  son unos coeficientes definidos de antemano. Así, los resultados obtenidos son:

$$W_L(10) = 36.020 \frac{t}{m}$$

Sección	x(m)	m(i)	G(i)	$W_L(i)$ (t/m)
0 (p.popa)	0	3.3	0.827	19.228
1	10.95	3.3	0.867	22.470
2	21.9	2.67	0.899	27.100
3	32.85	2.21	0.920	29.924
4	43.8	1.6	0.947	33.025
5	54.75	1.29	0.982	35.186
6	65.7	1	0.996	35.871
7	76.65	1	1	35.993
8	87.6	1	1	36.019
9	98.55	1	1	36.020
10	109.5	1	1	36.020
11	120.45	1	1	36.020

12	131.4	1	1	36.020
13	142.35	1	1	36.020
14	153.3	7	1	36.020
15	164.25	6.77	1	36.020
16	175.2	6	1	36.006
17	186.15	4.67	0.998	35.681
18	197.1	3.31	0.981	33.773
19	208.05	2.36	0.893	27.605
20 (p.proa)	219	1.88	0.419	7.024

Tabla 1. Acero longitudinal

Ahora tenemos que calcular el peso del acero transversal. Para ello seguiremos el mismo método, usando la formulación del acero transversal que es:

$$W_T(i) = Q(i)^{p(i)} \cdot W_T(10)$$

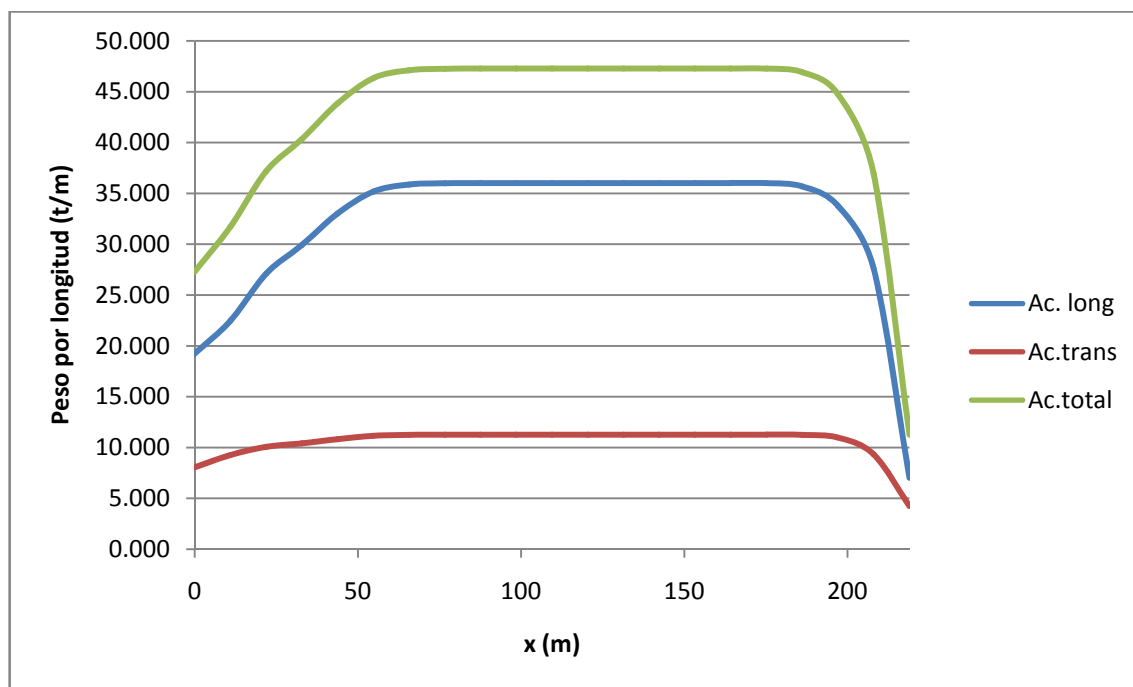
donde Q(i) es la relación entre el área de la sección i y el área de la maestra, p(i) son unos coeficientes definidos para cada sección y  $W_T(10)$  es el peso transversal por unidad de longitud. Para su cálculo, lo que se hace es dividir el peso de los refuerzos transversales en una sección por la distancia entre refuerzos. De esta forma, los resultados obtenidos son:

$$W_T(10) = 11.270 \frac{t}{m}$$

Sección	x(m)	p(i)	Q(i)	$W_T(i)$ (t/m)
0 (p.popa)	0	0.5	0.512	8.061
1	10.95	0.65	0.740	9.265
2	21.9	0.78	0.866	10.075
3	32.85	0.88	0.914	10.416
4	43.8	0.94	0.958	10.826
5	54.75	0.99	0.990	11.156
6	65.7	1	0.998	11.247
7	76.65	1	1.000	11.266
8	87.6	1	1.000	11.270
9	98.55	1	1.000	11.270
10	109.5	1	1.000	11.270
11	120.45	1	1.000	11.270
12	131.4	1	1.000	11.270
13	142.35	1	1.000	11.270
14	153.3	1	1.000	11.270
15	164.25	1	1.000	11.270
16	175.2	0.99	1.000	11.269
17	186.15	0.88	0.997	11.242
18	197.1	0.78	0.966	10.974
19	208.05	0.65	0.747	9.327
20 (p.proa)	219	0.5	0.142	4.240

Tabla 2. Acero transversal

Luego la distribución del acero continuo será la siguiente:



Gráfica 1. Distribución del acero continuo

Una vez que conocemos su distribución tenemos que calcular el centro de gravedad del mismo. Para ello, lo que hacemos es multiplicar el peso por unidad de longitud por la distancia a la que se encuentra e integrar dicho resultado. Con ello obtenemos los momentos de primer orden que al dividirlos por el peso total nos queda el centro de gravedad.

Sección	$x(m)$	Ac. total (t/m)	Momento 1 <sup>er</sup> orden en x	$z(m)$	Momento 1 <sup>er</sup> orden en z
0 (p.popa)	0	27.289	0.0	12.790	427.7
1	10.95	31.735	347.5	11.334	440.7
2	21.9	37.175	814.1	10.418	474.6
3	32.85	40.340	1325.2	10.060	497.3
4	43.8	43.852	1920.7	9.732	522.9
5	54.75	46.342	2537.2	9.501	539.5
6	65.7	47.118	3095.7	9.419	543.8
7	76.65	47.259	3622.4	9.405	544.7
8	87.6	47.288	4142.5	9.403	544.9
9	98.55	47.290	4660.4	9.403	544.9
10	109.5	47.290	5178.2	9.403	544.9
11	120.45	47.290	5696.0	9.403	544.9
12	131.4	47.290	6213.9	9.403	544.9
13	142.35	47.290	6731.7	9.403	544.9
14	153.3	47.290	7249.5	9.403	544.9

15	164.25	47.290	7767.3	9.403	544.9
16	175.2	47.275	8282.5	9.403	544.7
17	186.15	46.923	8734.7	9.413	541.2
18	197.1	44.747	8819.6	9.501	520.9
19	208.05	36.932	7683.7	9.975	451.4
20 (p.proa)	219	11.264	2466.9	15.764	217.6

Tabla 3. Centro de gravedad del acero continuo

Luego los resultados obtenidos son:

Peso total	9497 t
$x_g$	110.754 m
$z_g$	11.880 m

Tabla 4. Resumen acero continuo

## 2.2. Peso del acero local

En este apartado se tratará del peso del acero que se coloca en posiciones muy concretas y que el método de Aldwinckle no nos permite determinar. Para ello, lo dividiremos en las siguientes partidas:

- Mamparos transversales: se colocarán los mamparos calculados en el cuadernillo 10. Por lo tanto se colocarán mamparos de 174.5 t de peso en la separación de los tanques.
- Pique de proa y popa: para su cálculo se usará la siguiente fórmula empírica:

$$P = 0.0538 \cdot V$$

donde V es el volumen de cada pique respectivamente. Este peso se supondrá que está distribuido a lo largo de la longitud de los piques de forma uniforme.

- Peso extra de la cámara de máquinas: se utilizará la fórmula  $P=0.0395 \cdot V$  siendo V el volumen de la cámara de máquinas. Este peso se distribuirá uniformemente a lo largo de la cámara de máquinas.
- Codaste y mecha del timón: este peso se calcula con la siguiente expresión.  $P=8.292 \cdot T$  siendo T el calado del buque.
- Superestructura: se utiliza la fórmula  $P=0.1185 \cdot V$  y su distribución también será uniforme.
- Guardacalor y chimenea: su expresión es  $P=0.13 \cdot V$
- Tanques de cámara de máquinas: el peso de cada tanque será de  $P=0.043 \cdot V$ , siendo V el volumen de cada tanque. Su peso se distribuirá de forma uniforme a lo largo del tanque.
- Castillo de proa: la fórmula utilizada será  $P=0.0891 \cdot V$

A continuación se muestra una tabla con cada uno de los elementos y su centro de gravedad:



Elemento	Peso (t)	$x_g$	$z_g$
Mamparo 1	174.511	22	10.65
Mamparo 3	174.511	52	10.65
Mamparo 4	174.511	58	10.65
Mamparo 5	174.511	82	10.65
Mamparo 6	174.511	106	10.65
Mamparo 7	174.511	130	10.65
Mamparo 8	174.511	154	10.65
Mamparo 9	174.511	178	10.65
Mamparo 10	174.511	202	10.65
Mamparo 11	174.511	205	10.65
pique de proa	355.2414	209	10.44
pique de popa	445.102464	11	13.23
CCMM	482.2081	36	12.78
Codaste y mecha	107.3814	0	9.58
Superestructura	517.608	38	24.73
Guardacalor y chimenea	12.168	26.5	24.73
Tanques de CCMM	84.452	33.9	7.13
Castillo	43.0353	209	20.8

Tabla 5. Acero local

Como conocemos el peso de cada elemento y la posición de su centro de gravedad, podemos calcular el centro de gravedad del acero local y se obtiene lo siguiente:

Peso total	3792 t
$x_g$	88.421 m
$z_g$	12.906 m

Tabla 6. Resumen acero local

En el siguiente gráfico se puede ver su distribución:

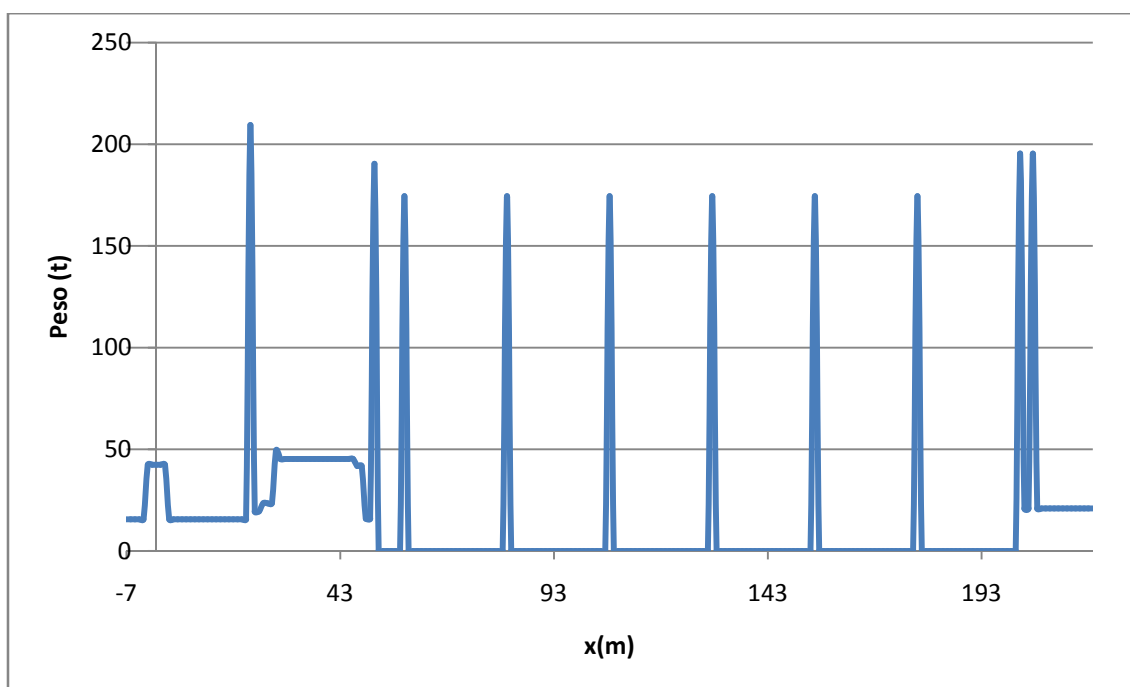


Gráfico 2. Distribución del acero local

### 3. Peso de la maquinaria

Para estimar el peso de la maquinaria, lo que tenemos que hacer es estimar el peso de los componentes principales y sumarle un margen que contenga a los de menor entidad. En la siguiente tabla se resumen dichos pesos:

Equipo	Peso unitario (t)	Unidades	Peso total (t)	Xg (m)	Zg (m)
Motor principal	177.0	1	177.0	31.2	4.5
Generadores auxiliares	11.4	4	45.6	40.0	4.0
Generador de emergencia	9.5	1	9.5	23.1	21.0
Transformadores	2.0	2	4.0	40.0	10.0
Electricidad	30.0	1	30.0	33.6	10.0
Bombas de c/d	3.0	4	12.0	48.6	7.0
Bombas de lastre	3.0	2	6.0	43.7	7.0
Calderas grandes	62.7	2	125.4	24.0	8.0
Caldera pequeña	15.4	1	15.4	35.0	8.0
Taller	17.0	1	17.0	41.1	14.0
Purificadoras	1.5	5	7.5	37.2	6.0
Hélice	20.0	1	20.0	0.5	3.6
Línea de ejes	40.0	1	40.0	14.3	3.6
Condensadores	15.0	1	15.0	33.1	7.0
Tuberías y valvulería	175.0	1	175.0	33.6	21.0
Varios (+10%)	58.3	1	58.3	33.6	10

Tabla 7. Peso de la maquinaria

Una vez conocido la posición de cada peso podemos calcular su centro de gravedad:

Peso total	3792 t
$x_g$	88.421 m
$z_g$	12.906 m

Tabla 8. Resumen peso de maquinaria

Como se puede ver, se ha añadido un margen del 10% de pesos extras. El centro de gravedad de estos pesos varios se ha colocado en el centro de la cámara de máquinas. En el siguiente gráfico se puede ver la distribución de estos pesos:

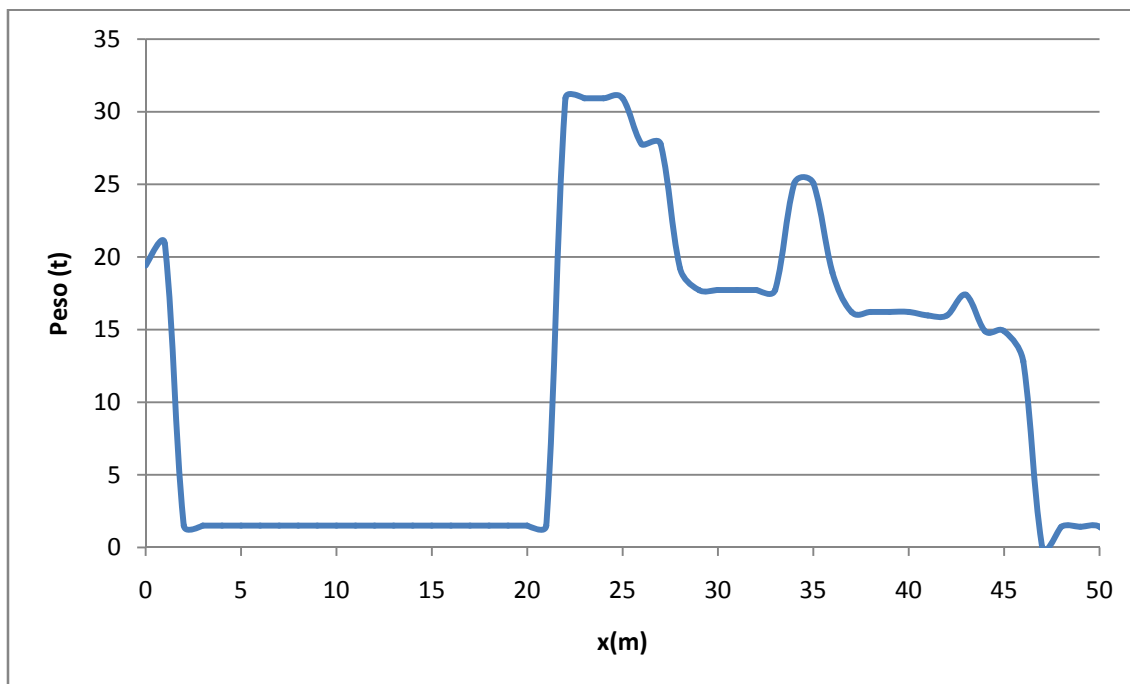


Gráfico 3. Distribución del peso de la maquinaria

## 4. Peso del equipo

Para determinar el peso del equipo lo haremos de la misma forma que el peso de la maquinaria. Se calculará el peso de los elementos principales y se le sumará un tanto por ciento extra. En este caso, lo que se hará es que los pesos de algunos equipos se aproximarán por fórmulas empíricas. Así tenemos:

- Anclas: el peso se determinó en el cuadernillo 6.
- Cadenas: también se determinó en el cuadernillo 6
- Equipos de limpieza, carga y lastre en cámara de bombas: se utilizará la siguiente expresión para su cálculo:  $P = 0.7 \cdot \sqrt{DWT}$ . Su distribución será de forma uniforme por la cámara de bombas.
- Equipo de salvamento: su fórmula es:  $P=12+0.01 \cdot NT$ , siendo NT el número de tripulantes del buque.
- Equipo contraincendios: lo aproximaremos mediante la siguiente expresión  $P=0.0025 \cdot V+1$ , siendo V el volumen de la cámara de máquinas
- Escotillas:  $P=0.417 \cdot NTa$ , siendo NTa el número de tanques.
- Puertas de acero:  $P=0.56 \cdot (NH+1)+0.28 \cdot NC$ , siendo NH el número de cubiertas con alojamientos y NC el número de casetas.
- Portillos y ventanas:  $P=0.12 \cdot NT$
- Escaleras exteriores:  $P=0.8 \cdot NH+0.6$
- Habilitación:  $P=0.16 \cdot AA$ , siendo AA el área de acomodación.
- Equipo de navegación: puede variar entre las 2 y las 20 t. Se elige el peso de 20t, para ser más conservadores.

En la siguiente tabla se muestran las diferentes partidas de este peso:

Equipo	Peso unitario	Unidades	Peso total	Xg	Zg
Anclas	10.5	3	31.5	207.5	21
Cadenas	68.5	2	137.0	203.4	17
Elementos de amarre pr	20.0	1	20.0	207.5	22
Elementos de amarre pp	20.0	1	20.0	0.5	22
Limpieza	178.5	1	178.5	33.6	17
Grúa manifold	7.5	2	15.0	109.5	21
Equipo de salvamento	12.3	1	12.3	-3.5	21
Equipo contraincendios	31.5	1	31.5	111.3	15
Pintura	250.0	1	250.0	106.0	10
Escotillas	0.4	24	10.0	123.3	13
Escaleras interiores	45.0	1	45.0	38.0	23
Puertas de acero	2.8	1	2.8	38.0	23
Portillos y ventanas	3.1	1	3.1	38.0	23
Escaleras exteriores	3.0	1	3.0	49.0	23
Habilitación	76.8	1	76.8	38.0	23
Climatización	3.0	2	6.0	24.0	14
Instalación eléctrica fuera de CCMM	45.0	1	45.0	30.3	21
Equipo de navegación	15.0	1	15.0	43.0	28
Equipo de gobierno y timón	35.0	1	35.0	0.0	6

Servomotor	30.0	1	30.0	0.0	18
Tuberías	175.0	1	175.0	125.4	21.0
Varios (+10%)	103.3	1	103.3	22.8	15

Tabla 9. Peso del equipo

Una vez conocido la posición de cada peso podemos calcular su centro de gravedad:

Peso total	3792 t
$x_g$	88.421 m
$z_g$	12.906 m

Tabla 10. Resumen peso del equipo

En el siguiente gráfico se muestra la distribución del peso del equipo:

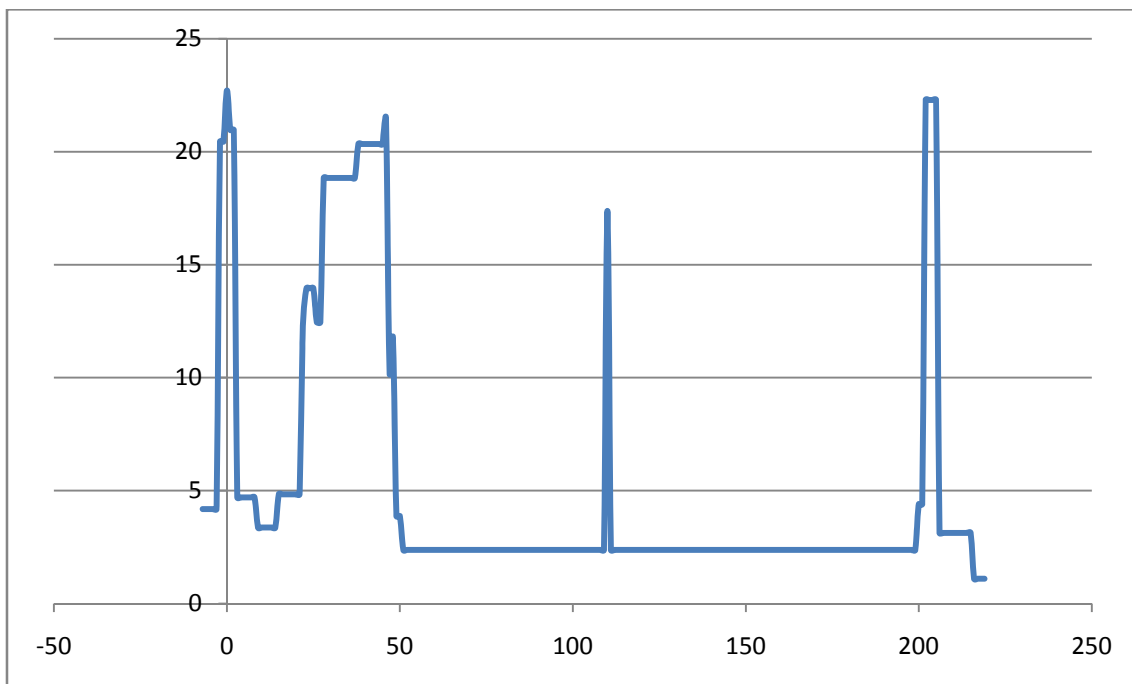


Gráfico 4. Distribución del peso del equipo

## 5. Peso en rosca y centro de gravedad

Una vez que conocemos las diferentes partidas en las que hemos dividido el peso en rosca podemos calcular el la posición del centro de gravedad del mismo. De esta forma nos queda:

Peso en rosca	15293 t
$x_g$	99.330 m
$z_g$	12.312 m

Tabla 11. Peso en rosca

En la siguiente gráfica se muestra una distribución del peso en rosca a lo largo de la eslora:

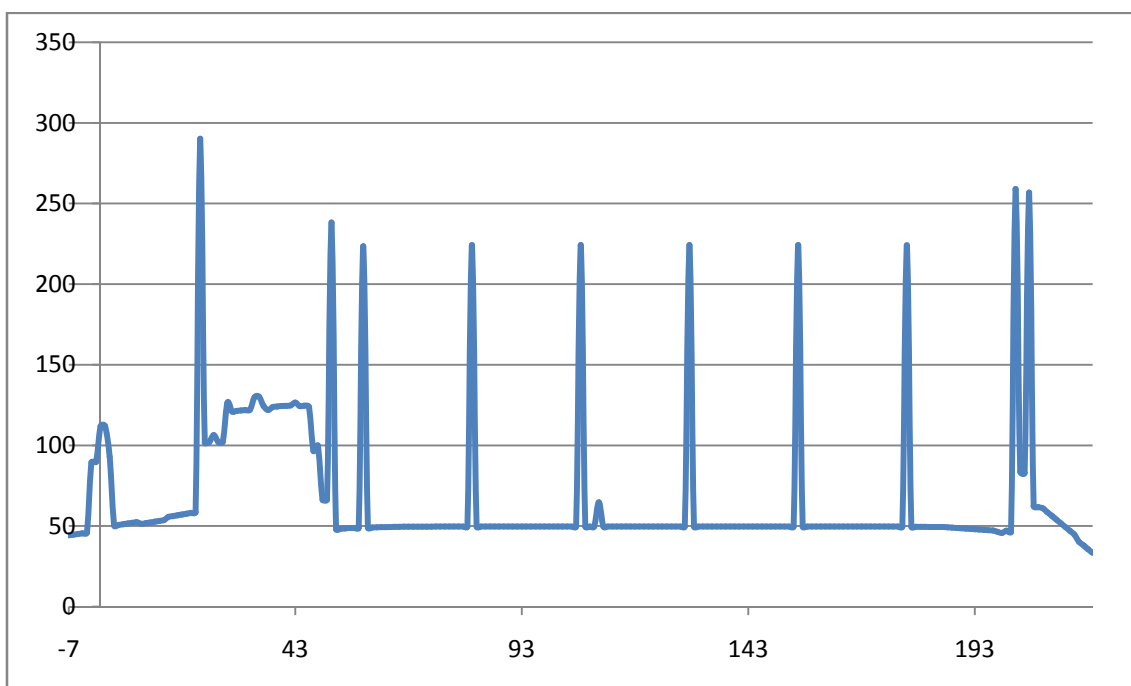


Gráfico 5. Distribución del peso en rosca

## 6. Referencias

- [1] Ecuación del desplazamiento. Peso en rosca y peso muerto. D. Manuel Meizoso Fernández y D. José Luis García Garcés.
- [2] El proyecto básico del buque mercante. Ricardo Alvariño, Juan José Azpíroz y Manuel Meizoso. Fondo editorial de ingeniería naval. COIN 1997.

## 7. Índice de tablas y gráficos

Tabla 1.	Acero longitudinal
Tabla 2.	Acero transversal
Tabla 3.	Centro de gravedad del acero continuo
Tabla 4.	Resumen acero continuo
Tabla 5.	Acero local
Tabla 6.	Resumen acero local
Tabla 7.	Peso de la maquinaria
Tabla 8.	Resumen peso de la maquinaria
Tabla 9.	Peso del equipo
Tabla 10.	Resumen peso del equipo
Tabla 11.	Peso en rosca

Gráfico 1.	Distribución del acero continuo
Gráfico 2.	Distribución del acero local
Gráfico 3.	Distribución del peso de la maquinaria
Gráfico 4.	Distribución del peso del equipo
Gráfico 5.	Distribución del peso en rosca



# Cuadernillo 12

## Situaciones de carga y resistencia longitudinal

---

Petrolero de crudo Panamax 65000TPM

**Pablo Ceña Martínez**  
**Alberto Torres Benayas**



Tutor: Don Ignacio Díez de Ulzurrun  
Proyecto Final de Carrera número: 091

## Índice

1. Introducción .....	3
2. Situaciones de carga.....	3
2.1. Buque totalmente cargado con la totalidad de los consumos a bordo .....	3
2.2. Buque totalmente cargado con un 10% de los consumos .....	5
2.3. Buque en lastre con la totalidad de los consumos.....	7
2.4. Buque en lastre con el 10% de los consumos .....	8
2.5. Calados .....	10
3. Criterios de estabilidad .....	10
3.1. Buque totalmente cargado con la totalidad de los consumos a bordo. ....	12
3.2. Buque totalmente cargado con un 10% de los consumos .....	13
3.3. Buque en lastre con la totalidad de los consumos.....	14
3.4. Buque en lastre con el 10% de los consumos .....	15
4. Resistencia longitudinal .....	15
4.1. Buque totalmente cargado con la totalidad de los consumos a bordo. ....	16
4.2. Buque totalmente cargado con un 10% de los consumos .....	18
4.3. Buque en lastre con la totalidad de los consumos.....	20
4.4. Buque en lastre con el 10% de los consumos .....	22
5. Estabilidad en averías.....	24
5.1. Avería 1.....	26
5.2. Avería 2.....	27
5.3. Avería 3.....	28
5.4. Avería 4.....	29
5.5. Avería 5.....	30
5.6. Avería 6.....	31
5.7. Avería 7.....	32
5.8. Avería 8.....	33
5.9. Avería 9.....	34
5.10. Avería 10.....	35
5.11. Avería 11.....	36
6. Referencias.....	37
7. Índice de figuras y tablas.....	38

## 1. Introducción

El objetivo del presente cuadernillo es el estudio de las distintas situaciones de carga que se darán en el buque para analizar la estabilidad y resistencia longitudinal del buque en dichas situaciones.

Además se verificará el cumplimiento con los calados mínimos en proa y popa que confirman que el buque puede navegar sin doble fondo sin riesgo para el medio ambiente.

También se analizará la estabilidad en averías siguiendo para ello las normas establecidas por el MARPOL.

## 2. Situaciones de carga

Las situaciones de carga que se estudiarán para este buque serán las siguientes:

1. Buque totalmente cargado con la totalidad de los consumos a bordo.
2. Buque totalmente cargado con un 10% de los consumos
3. Buque en lastre con la totalidad de los consumos
4. Buque en lastre con el 10% de los consumos. En esta situación se comprobará el cumplimiento con lo acordado en el cuadernillo 4 respecto a los calados en proa y popa para la instalación de la cubierta intermedia.

A continuación se muestran las distintas situaciones:

### 2.1. Buque totalmente cargado con la totalidad de los consumos a bordo

Tanques de carga:

Tanque	x (m)	y (m)	z (m)	Peso (t)
Tanque 1 Alto ER	189,37	6,39	13,05	3512,06
Tanque 2 Alto ER	165,56	6,55	13,03	3604,27
Tanque 3 Alto ER	141,56	6,55	13,03	3604,27
Tanque 4 Alto ER	117,56	6,55	13,03	3604,27
Tanque 5 Alto ER	93,56	6,55	13,03	3604,27
Tanque 6 Alto ER	69,57	6,54	13,03	3601,01
Tanque 1 Alto BR	189,37	-6,39	13,05	3512,06
Tanque 2 Alto BR	165,56	-6,55	13,03	3604,27
Tanque 3 Alto BR	141,56	-6,55	13,03	3604,27
Tanque 4 Alto BR	117,56	-6,55	13,03	3604,27
Tanque 5 Alto BR	93,56	-6,55	13,03	3604,27
Tanque 6 Alto BR	69,57	-6,54	13,03	3601,01
Tanque 1 Bajo ER	189,33	6,35	3,00	1490,02
Tanque 2 Bajo ER	165,56	6,55	3,00	1538,98
Tanque 3 Bajo ER	141,56	6,55	3,00	1538,98
Tanque 4 Bajo ER	117,56	6,55	3,00	1538,98
Tanque 5 Bajo ER	93,56	6,55	3,00	1538,16
Tanque 6 Bajo ER	69,77	6,36	3,02	1490,02

Tanque 1 Bajo BR	189,33	-6,35	3,00	1490,02
Tanque 2 Bajo BR	165,56	-6,55	3,00	1538,98
Tanque 3 Bajo BR	141,56	-6,55	3,00	1538,98
Tanque 4 Bajo BR	117,56	-6,55	3,00	1538,98
Tanque 5 Bajo BR	93,56	-6,55	3,00	1538,16
Tanque 6 Bajo BR	69,77	-6,36	3,02	1490,02
Tanque SLOP ER	54,56	6,51	13,06	1053,12
Tanque SLOP BR	54,56	-6,51	13,06	1053,12

Tabla 1. Tanques de carga en la situación 1

Los tanques de lastre irán vacíos en su totalidad.

Tanques en cámara de máquinas:

Tanque	x (m)	y (m)	z (m)	Peso (t)
Tanque de reboses	23,662	-1,989	1,039	10,51
Tanque de lodos	23,662	1,989	1,039	11,07
Tanque de aguas grises	31,128	-4,137	1,105	45,89
Carter aceite principal	31,062	0	1,005	25,80
Tanque de aguas negras	31,128	4,137	1,105	45,89
Carter aceite auxiliar 1	40,223	4,032	1,026	7,01
Carter aceite auxiliar 2	40,217	0,816	1,004	7,17
Carter aceite auxiliar 3	40,217	-0,816	1,004	7,17
Carter aceite auxiliar 4	40,223	-4,032	1,026	7,01
Tanque HFO Bajo ER	31,81	7,64	4,47	176,62
Tanque HFO Bajo BR	31,81	-7,64	4,47	176,62
Tanque de servicio diario HFO ER	39,89	8,36	4,25	54,47
Tanque de servicio diario HFO BR	39,89	-8,36	4,25	54,47
Tanque MDO ER	43,51	8,67	4,20	77,66
Tanque MDO BR	43,51	-8,67	4,20	77,66
Tanque HFO Alto ER	25,90	11,66	10,35	172,38
Tanque HFO Alto BR	25,90	-11,66	10,35	172,38
Agua dulce 2 ER	31,17	11,71	10,11	58,21
Agua dulce 2 BR	31,17	-11,71	10,11	58,21
Agua dulce 1 ER	33,57	11,77	10,02	61,23
Agua dulce 1 BR	33,57	-11,77	10,02	61,23
Tanque de sedimentación	35,97	-11,84	9,94	61,32
Aceite lubricación Bajo	35,98	11,50	8,22	23,37
Aceite lubricación Alto	35,96	12,16	11,55	25,05
Tanque servicio diario MDO	38,17	-11,92	9,87	24,16
Tanque servicio diario aux	38,17	-11,63	8,19	26,72
Tanque de sedimentación HFO auxiliar	38,16	12,21	11,54	27,00
Tanque servicio diario aux	38,17	11,63	8,19	26,72
Tanque servicio diario calderas	40,68	12,02	9,80	85,34
Tanque sedimentación HFO calderas	40,68	-12,02	9,80	85,34
Tanque de servicio diario aceite	36,60	0,00	13,50	4,84

cilindros				
Tanque aceite lubricación cilindros TBN 70/80	36,00	0,70	14,70	14,52
Tanque aceite lubricación cilindros TBN 30/40	36,60	-0,70	14,75	14,52
Colector de retornos	21,90	0,40	2,50	0,44
Colector de retornos	21,90	-0,40	2,50	0,44

Tabla 2. Tanques en cámara de máquinas en la situación 1

Una vez conocido los tanques qué están llenos y cuales están vacíos, se pueden determinar las características del buque en esta situación:

Desplazamiento	78068 t
Posición longitudinal del centro de gravedad	116.491 m
Posición vertical del centro de gravedad	10.439 m

Tabla 3. Características de la situación 1

## 2.2. Buque totalmente cargado con un 10% de los consumos

Tanques de carga:

Tanque	x (m)	y (m)	z (m)	Peso (t)
Tanque 1 Alto ER	189,37	6,39	13,05	3512,06
Tanque 2 Alto ER	165,56	6,55	13,03	3604,27
Tanque 3 Alto ER	141,56	6,55	13,03	3604,27
Tanque 4 Alto ER	117,56	6,55	13,03	3604,27
Tanque 5 Alto ER	93,56	6,55	13,03	3604,27
Tanque 6 Alto ER	69,57	6,54	13,03	3601,01
Tanque 1 Alto BR	189,37	-6,39	13,05	3512,06
Tanque 2 Alto BR	165,56	-6,55	13,03	3604,27
Tanque 3 Alto BR	141,56	-6,55	13,03	3604,27
Tanque 4 Alto BR	117,56	-6,55	13,03	3604,27
Tanque 5 Alto BR	93,56	-6,55	13,03	3604,27
Tanque 6 Alto BR	69,57	-6,54	13,03	3601,01
Tanque 1 Bajo ER	189,33	6,35	3,00	1490,02
Tanque 2 Bajo ER	165,56	6,55	3,00	1538,98
Tanque 3 Bajo ER	141,56	6,55	3,00	1538,98
Tanque 4 Bajo ER	117,56	6,55	3,00	1538,98
Tanque 5 Bajo ER	93,56	6,55	3,00	1538,16
Tanque 6 Bajo ER	69,77	6,36	3,02	1490,02
Tanque 1 Bajo BR	189,33	-6,35	3,00	1490,02
Tanque 2 Bajo BR	165,56	-6,55	3,00	1538,98
Tanque 3 Bajo BR	141,56	-6,55	3,00	1538,98
Tanque 4 Bajo BR	117,56	-6,55	3,00	1538,98
Tanque 5 Bajo BR	93,56	-6,55	3,00	1538,16
Tanque 6 Bajo BR	69,77	-6,36	3,02	1490,02

Tanque SLOP ER	54,56	6,51	13,06	526,56
Tanque SLOP BR	54,56	-6,51	13,06	526,56

Tabla 4. Tanques de carga en la situación 2

Los tanques de lastre irán vacíos en su totalidad.

Tanques en cámara de máquinas:

Tanque	x (m)	y (m)	z (m)	Peso (t)
Tanque de reboses	23,662	-1,989	1,039	5,26
Tanque de lodos	23,662	1,989	1,039	5,53
Tanque de aguas grises	31,128	-4,137	1,105	45,89
Carter aceite principal	31,062	0	1,005	25,80
Tanque de aguas negras	31,128	4,137	1,105	45,89
Carter aceite auxiliar 1	40,223	4,032	1,026	7,01
Carter aceite auxiliar 2	40,217	0,816	1,004	7,17
Carter aceite auxiliar 3	40,217	-0,816	1,004	7,17
Carter aceite auxiliar 4	40,223	-4,032	1,026	7,01
Tanque HFO Bajo ER	31,81	7,64	4,47	17,66
Tanque HFO Bajo BR	31,81	-7,64	4,47	17,66
Tanque de servicio diario HFO ER	39,89	8,36	4,25	5,45
Tanque de servicio diario HFO BR	39,89	-8,36	4,25	5,45
Tanque MDO ER	43,51	8,67	4,20	7,77
Tanque MDO BR	43,51	-8,67	4,20	7,77
Tanque HFO Alto ER	25,90	11,66	10,35	17,24
Tanque HFO Alto BR	25,90	-11,66	10,35	17,24
Agua dulce 2 ER	31,17	11,71	10,11	5,82
Agua dulce 2 BR	31,17	-11,71	10,11	5,82
Agua dulce 1 ER	33,57	11,77	10,02	6,12
Agua dulce 1 BR	33,57	-11,77	10,02	6,12
Tanque de sedimentación	35,97	-11,84	9,94	6,13
Aceite lubricación Bajo	35,98	11,50	8,22	2,34
Aceite lubricación Alto	35,96	12,16	11,55	2,50
Tanque servicio diario MDO	38,17	-11,92	9,87	2,42
Tanque servicio diario aux	38,17	-11,63	8,19	2,67
Tanque de sedimentación HFO auxiliar	38,16	12,21	11,54	2,70
Tanque servicio diario aux	38,17	11,63	8,19	2,67
Tanque servicio diario calderas	40,68	12,02	9,80	8,53
Tanque sedimentación HFO calderas	40,68	-12,02	9,80	8,53
Tanque de servicio diario aceite cilindros	36,60	0,00	13,50	0,48
Tanque aceite lubricación cilindros TBN 70/80	36,00	0,70	14,70	1,45
Tanque aceite lubricación cilindros TBN 30/40	36,60	-0,70	14,75	1,45
Colector de retornos	21,90	0,40	2,50	0,04
Colector de retornos	21,90	-0,40	2,50	0,04

Tabla 5. Tanques en cámara de máquinas en la situación 2

Desplazamiento	77995 t
Posición longitudinal del centro de gravedad	117.073 m
Posición vertical del centro de gravedad	10.508 m

Tabla 6. Características de la situación 2

### 2.3. Buque en lastre con la totalidad de los consumos

Los tanques de carga irán vacíos en su totalidad.

Tanques de lastre:

Tanque	x (m)	y (m)	z (m)	Peso (t)
Tanque 1 lateral ER	189,62	14,26	10,19	1397,28
Tanque 2 lateral ER	165,56	14,59	10,14	1373,66
Tanque 3 lateral ER	141,56	14,59	10,14	1373,66
Tanque 4 lateral ER	117,56	14,59	10,14	1373,66
Tanque 5 lateral ER	93,57	14,59	10,15	1470,10
Tanque 6 lateral ER	69,61	14,48	10,29	1353,98
Tanque 7 lateral ER	51,58	13,95	10,73	667,15
Tanque 8 lateral ER	33,52	12,92	7,79	308,15
Tanque 1 lateral BR	189,62	-14,26	10,19	1397,28
Tanque 2 lateral BR	165,56	-14,59	10,14	1373,66
Tanque 3 lateral BR	141,56	-14,59	10,14	1373,66
Tanque 4 lateral BR	117,56	-14,59	10,14	1373,66
Tanque 5 lateral BR	93,57	-14,59	10,15	1470,10
Tanque 6 lateral BR	69,61	-14,48	10,29	1353,98
Tanque 7 lateral ER	51,58	-13,95	10,73	667,15
Tanque 8 lateral ER	33,52	-12,92	7,79	308,15
Tanque bajo cámara de bombas ER	51,75	5,34	3,10	748,82
Tanque bajo cámara de bombas BR	51,75	-5,34	3,10	748,82
Tanque bajo sistema de fondeo ER	203,33	7,41	9,12	845,26
Tanque bajo sistema de fondeo BR	203,33	-7,41	9,12	845,26
Pique de proa ER	210,82	4,95	10,91	2402,93
Pique de proa BR	210,82	-4,95	10,91	2402,93
Pique de popa ER	10,78	6,06	13,23	4241,04
Pique de popa BR	10,78	-6,06	13,23	4241,04

Tabla 7. Tanques de lastre en la situación 3

Tanques en cámara de máquinas:

Tanque	x (m)	y (m)	z (m)	Peso (t)
Tanque de reboses	23,662	-1,989	1,039	0,00
Tanque de lodos	23,662	1,989	1,039	0,00
Tanque de aguas grises	31,128	-4,137	1,105	0,00
Carter aceite principal	31,062	0	1,005	25,80
Tanque de aguas negras	31,128	4,137	1,105	0,00

Carter aceite auxiliar 1	40,223	4,032	1,026	7,01
Carter aceite auxiliar 2	40,217	0,816	1,004	7,17
Carter aceite auxiliar 3	40,217	-0,816	1,004	7,17
Carter aceite auxiliar 4	40,223	-4,032	1,026	7,01
Tanque HFO Bajo ER	31,81	7,64	4,47	176,62
Tanque HFO Bajo BR	31,81	-7,64	4,47	176,62
Tanque de servicio diario HFO ER	39,89	8,36	4,25	54,47
Tanque de servicio diario HFO BR	39,89	-8,36	4,25	54,47
Tanque MDO ER	43,51	8,67	4,20	77,66
Tanque MDO BR	43,51	-8,67	4,20	77,66
Tanque HFO Alto ER	25,90	11,66	10,35	172,38
Tanque HFO Alto BR	25,90	-11,66	10,35	172,38
Agua dulce 2 ER	31,17	11,71	10,11	58,21
Agua dulce 2 BR	31,17	-11,71	10,11	58,21
Agua dulce 1 ER	33,57	11,77	10,02	61,23
Agua dulce 1 BR	33,57	-11,77	10,02	61,23
Tanque de sedimentación	35,97	-11,84	9,94	61,32
Aceite lubricación Bajo	35,98	11,50	8,22	23,37
Aceite lubricación Alto	35,96	12,16	11,55	25,05
Tanque servicio diario MDO	38,17	-11,92	9,87	24,16
Tanque servicio diario aux	38,17	-11,63	8,19	26,72
Tanque de sedimentación HFO auxiliar	38,16	12,21	11,54	27,00
Tanque servicio diario aux	38,17	11,63	8,19	26,72
Tanque servicio diario calderas	40,68	12,02	9,80	85,34
Tanque sedimentación HFO calderas	40,68	-12,02	9,80	85,34
Tanque de servicio diario aceite cilindros	36,60	0,00	13,50	4,84
Tanque aceite lubricación cilindros TBN 70/80	36,00	0,70	14,70	14,52
Tanque aceite lubricación cilindros TBN 30/40	36,60	-0,70	14,75	14,52
Colector de retornos	21,90	0,40	2,50	0,44
Colector de retornos	21,90	-0,40	2,50	0,44

Tabla 8. Tanques en cámara de máquinas en la situación 3

Desplazamiento	52079 t
Posición longitudinal del centro de gravedad	107.761 m
Posición vertical del centro de gravedad	11.038

Tabla 9. Características de la situación 3

## 2.4. Buque en lastre con el 10% de los consumos

Los tanques de carga irán vacíos en su totalidad

Tanques de lastre:

Tanque	x (m)	y (m)	z (m)	Peso (t)
Tanque 1 lateral ER	189,62	14,26	10,19	1397,28
Tanque 2 lateral ER	165,56	14,59	10,14	1373,66



Tanque 3 lateral ER	141,56	14,59	10,14	1373,66
Tanque 4 lateral ER	117,56	14,59	10,14	1373,66
Tanque 5 lateral ER	93,57	14,59	10,15	1470,10
Tanque 6 lateral ER	69,61	14,48	10,29	1353,98
Tanque 7 lateral ER	51,58	13,95	10,73	667,15
Tanque 8 lateral ER	33,52	12,92	7,79	308,15
Tanque 1 lateral BR	189,62	-14,26	10,19	1397,28
Tanque 2 lateral BR	165,56	-14,59	10,14	1373,66
Tanque 3 lateral BR	141,56	-14,59	10,14	1373,66
Tanque 4 lateral BR	117,56	-14,59	10,14	1373,66
Tanque 5 lateral BR	93,57	-14,59	10,15	1470,10
Tanque 6 lateral BR	69,61	-14,48	10,29	1353,98
Tanque 7 lateral ER	51,58	-13,95	10,73	667,15
Tanque 8 lateral ER	33,52	-12,92	7,79	308,15
Tanque bajo cámara de bombas ER	51,75	5,34	3,10	748,82
Tanque bajo cámara de bombas BR	51,75	-5,34	3,10	748,82
Tanque bajo sistema de fondeo ER	203,33	7,41	9,12	845,26
Tanque bajo sistema de fondeo BR	203,33	-7,41	9,12	845,26
Pique de proa ER	210,82	4,95	10,91	2402,93
Pique de proa BR	210,82	-4,95	10,91	2402,93
Pique de popa ER	10,78	6,06	13,23	4241,04
Pique de popa BR	10,78	-6,06	13,23	4241,04

Tabla 10. Tanques de lastre en la situación 4

Tanques en cámara de máquinas:

Tanque	x (m)	y (m)	z (m)	Peso (t)
Tanque de reboses	23,662	-1,989	1,039	5,26
Tanque de lodos	23,662	1,989	1,039	5,53
Tanque de aguas grises	31,128	-4,137	1,105	45,89
Carter aceite principal	31,062	0	1,005	25,80
Tanque de aguas negras	31,128	4,137	1,105	45,89
Carter aceite auxiliar 1	40,223	4,032	1,026	7,01
Carter aceite auxiliar 2	40,217	0,816	1,004	7,17
Carter aceite auxiliar 3	40,217	-0,816	1,004	7,17
Carter aceite auxiliar 4	40,223	-4,032	1,026	7,01
Tanque HFO Bajo ER	31,81	7,64	4,47	17,66
Tanque HFO Bajo BR	31,81	-7,64	4,47	17,66
Tanque de servicio diario HFO ER	39,89	8,36	4,25	5,45
Tanque de servicio diario HFO BR	39,89	-8,36	4,25	5,45
Tanque MDO ER	43,51	8,67	4,20	7,77
Tanque MDO BR	43,51	-8,67	4,20	7,77
Tanque HFO Alto ER	25,90	11,66	10,35	17,24
Tanque HFO Alto BR	25,90	-11,66	10,35	17,24
Agua dulce 2 ER	31,17	11,71	10,11	5,82
Agua dulce 2 BR	31,17	-11,71	10,11	5,82

Agua dulce 1 ER	33,57	11,77	10,02	6,12
Agua dulce 1 BR	33,57	-11,77	10,02	6,12
Tanque de sedimentación	35,97	-11,84	9,94	6,13
Aceite lubricación Bajo	35,98	11,50	8,22	2,34
Aceite lubricación Alto	35,96	12,16	11,55	2,50
Tanque servicio diario MDO	38,17	-11,92	9,87	2,42
Tanque servicio diario aux	38,17	-11,63	8,19	2,67
Tanque de sedimentación HFO auxiliar	38,16	12,21	11,54	2,70
Tanque servicio diario aux	38,17	11,63	8,19	2,67
Tanque servicio diario calderas	40,68	12,02	9,80	8,53
Tanque sedimentación HFO calderas	40,68	-12,02	9,80	8,53
Tanque de servicio diario aceite cilindros	36,60	0,00	13,50	0,48
Tanque aceite lubricación cilindros TBN 70/80	36,00	0,70	14,70	1,45
Tanque aceite lubricación cilindros TBN 30/40	36,60	-0,70	14,75	1,45
Colector de retornos	21,90	0,40	2,50	0,04
Colector de retornos	21,90	-0,40	2,50	0,04

Tabla 11. Tanques en cámara de máquinas en la situación 4

Desplazamiento	50723 t
Posición longitudinal del centro de gravedad	109.591 m
Posición vertical del centro de gravedad	11.106

Tabla 12. Características de la situación 4

## 2.5. Calados

Una vez conocidas las situaciones de carga, sólo queda comprobar los calados que poseen.

Situación	Calado en popa	Calado medio	Calado en proa
Situación 1	12.042 m	12.537 m	13.032 m
Situación 2	10.087 m	12.502 m	14.196 m
Situación 3	11.094 m	8.644 m	6.195 m
Situación 4	10.464 m	8.444 m	6.423 m

Tabla 13. Calados del buque

## 3. Criterios de estabilidad

Una vez definidas las situaciones de carga, se tiene que verificar que estas situaciones de carga cumplen con los criterios de estabilidad establecidos. Estos criterios son:

- El área por debajo de la curva GZ hasta  $30^{\circ}$  no será inferior a 0.055 m·rad.
- El área por debajo de la curva GZ hasta  $40^{\circ}$  no será inferior a 0.090 m·rad.
- El área por debajo de la curva GZ entre  $30^{\circ}$  y  $40^{\circ}$  no será inferior a 0.03 m·rad.
- El máximo brazo adrizante no será menor de 0.2 m y ocurrirá a un ángulo preferiblemente mayor que  $30^{\circ}$ , pero nunca menor que  $25^{\circ}$ .
- La altura metacéntrica  $GM_0$ , corregida por superficies libres no será nunca inferior a 0.15 m.

Una vez que hemos definido los criterios de estabilidad, sólo queda calcular las curvas de estabilidad y comprobar que cumplen los requisitos para cada una de las situaciones. Se ha efectuado correcciones por superficies libres sólo con los tanques de cámara de máquinas y de slop, ya que se entiende que los tanques de carga y de lastre estarán totalmente llenos o vacíos y por lo tanto no tienen superficie libre.

### 3.1. Buque totalmente cargado con la totalidad de los consumos a bordo.

Curva de GZ

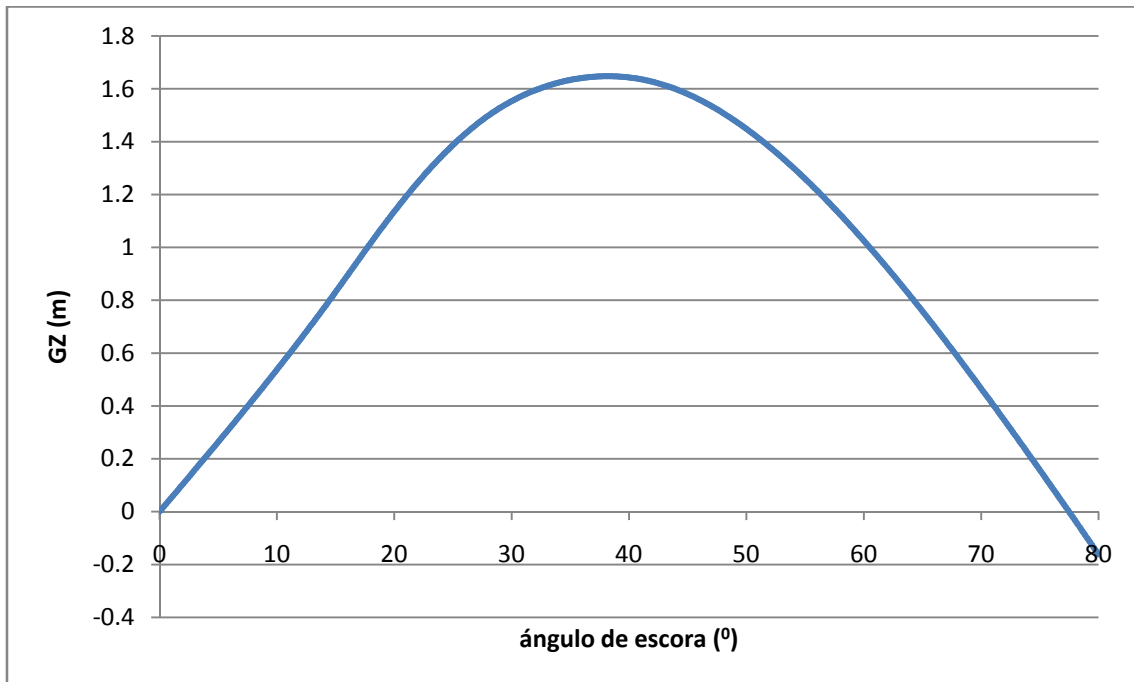


Gráfico 1. Curva de estabilidad en la situación 1

Comprobación de los requisitos de estabilidad

Requisito	Valor	
Área por debajo hasta 30°	0.432 m·rad	Sí cumple
Área por debajo hasta 40°	0.715 m·rad	Sí cumple
Área por debajo entre 30° y 40°	0.283 m·rad	Sí cumple
Máximo brazo adrizante	1.648 m a 38.2°	Sí cumple
GM	3.010 m	Sí cumple

Tabla 14. Criterios de estabilidad en la situación 1

### 3.2. Buque totalmente cargado con un 10% de los consumos

Curva de GZ

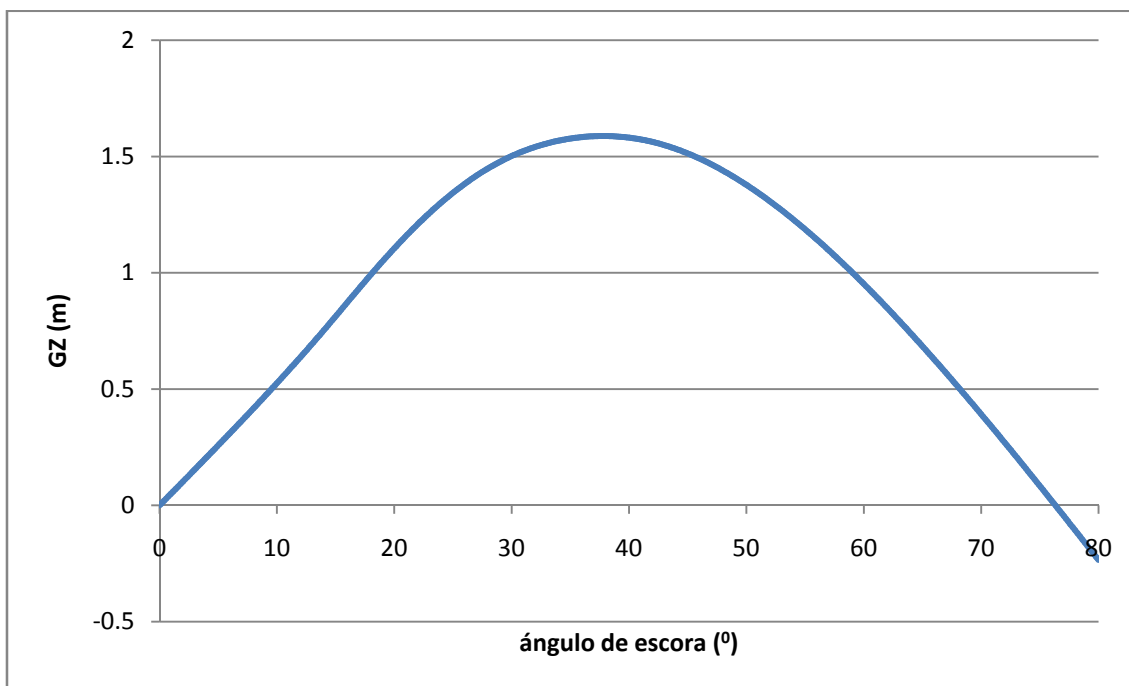


Gráfico 2. Curva de estabilidad en la situación 2

Comprobación de los requisitos de estabilidad

Requisito	Valor	
Área por debajo hasta 30°	0.420 m·rad	Sí cumple
Área por debajo hasta 40°	0.693 m·rad	Sí cumple
Área por debajo entre 30° y 40°	0.273 m·rad	Sí cumple
Máximo brazo adrizante	1.588 m a 37.8°	Sí cumple
GM	2.943 m	Sí cumple

Tabla 15. Criterios de estabilidad en la situación 2

### 3.3. Buque en lastre con la totalidad de los consumos

Curva de GZ

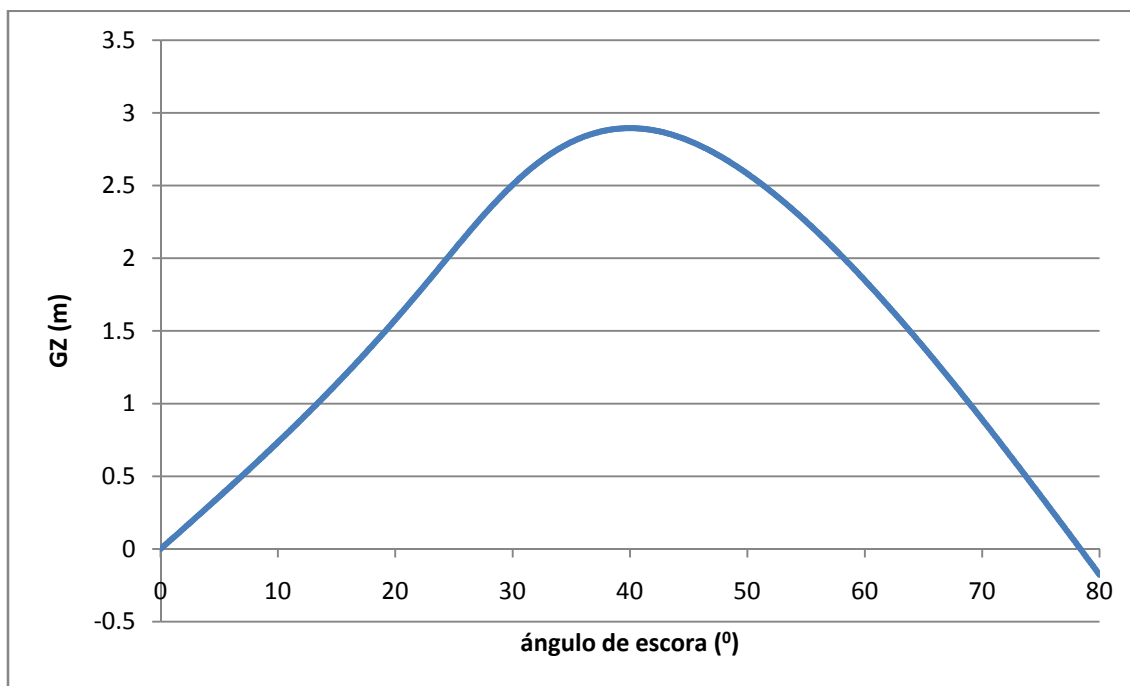


Gráfico 3. Curva de estabilidad en la situación 3

Comprobación de los requisitos de estabilidad

Requisito	Valor	
Área por debajo hasta 30°	0.621 m·rad	Sí cumple
Área por debajo hasta 40°	1.104 m·rad	Sí cumple
Área por debajo entre 30° y 40°	0.483 m·rad	Sí cumple
Máximo brazo adrizante	2.895 m a 40.0°	Sí cumple
GM	4.097 m	Sí cumple

Tabla 16. Criterios de estabilidad en la situación 3

### 3.4. Buque en lastre con el 10% de los consumos

Curva de GZ

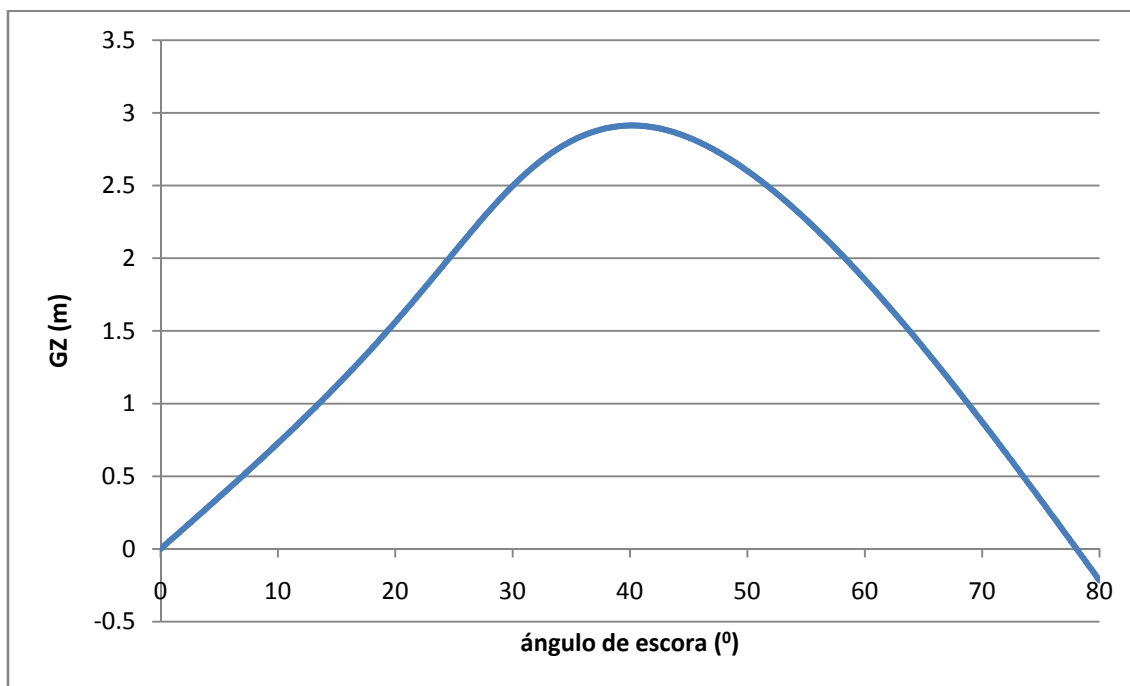


Gráfico 4. Curva de estabilidad en la situación 4

Comprobación de los requisitos de estabilidad

Requisito	Valor	
Área por debajo hasta 30°	0.616 m·rad	Sí cumple
Área por debajo hasta 40°	1.100 m·rad	Sí cumple
Área por debajo entre 30° y 40°	0.484 m·rad	Sí cumple
Máximo brazo adrizante	2.914 m a 40.2°	Sí cumple
GM	4.096 m	Sí cumple

Tabla 17. Criterios de estabilidad en la situación 4

## 4. Resistencia longitudinal

A partir de la distribución del peso en rosca y conociendo la distribución de pesos para las distintas situaciones de carga, se puede determinar los esfuerzos a los que se verá sometido el buque. Para ello, se calcularán los esfuerzos cortantes y los momentos flectores a lo largo de la eslora.

Para el cálculo de los esfuerzos cortantes, se realizará la integral de la diferencia entre el peso y el empuje (net load)

En cuanto a los momentos flectores, lo que habrá que calcular es la integral de la distribución anterior. A continuación se calcularán dichos valores para las distintas situaciones de carga:

#### 4.1. Buque totalmente cargado con la totalidad de los consumos a bordo.

Curva de esfuerzos cortantes:

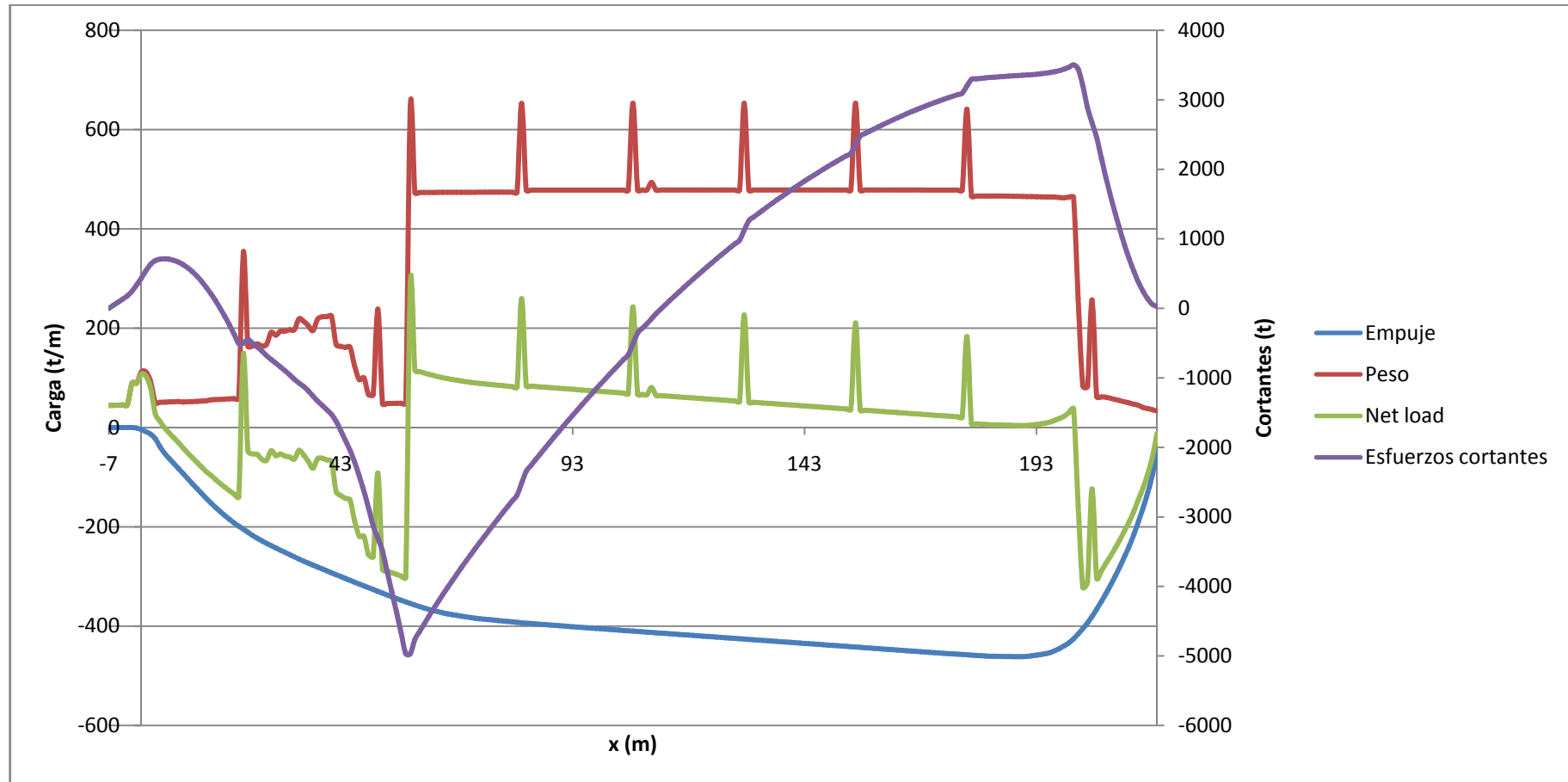


Gráfico 5. Esfuerzos cortantes en la situación 1



Curva de momentos flectores:

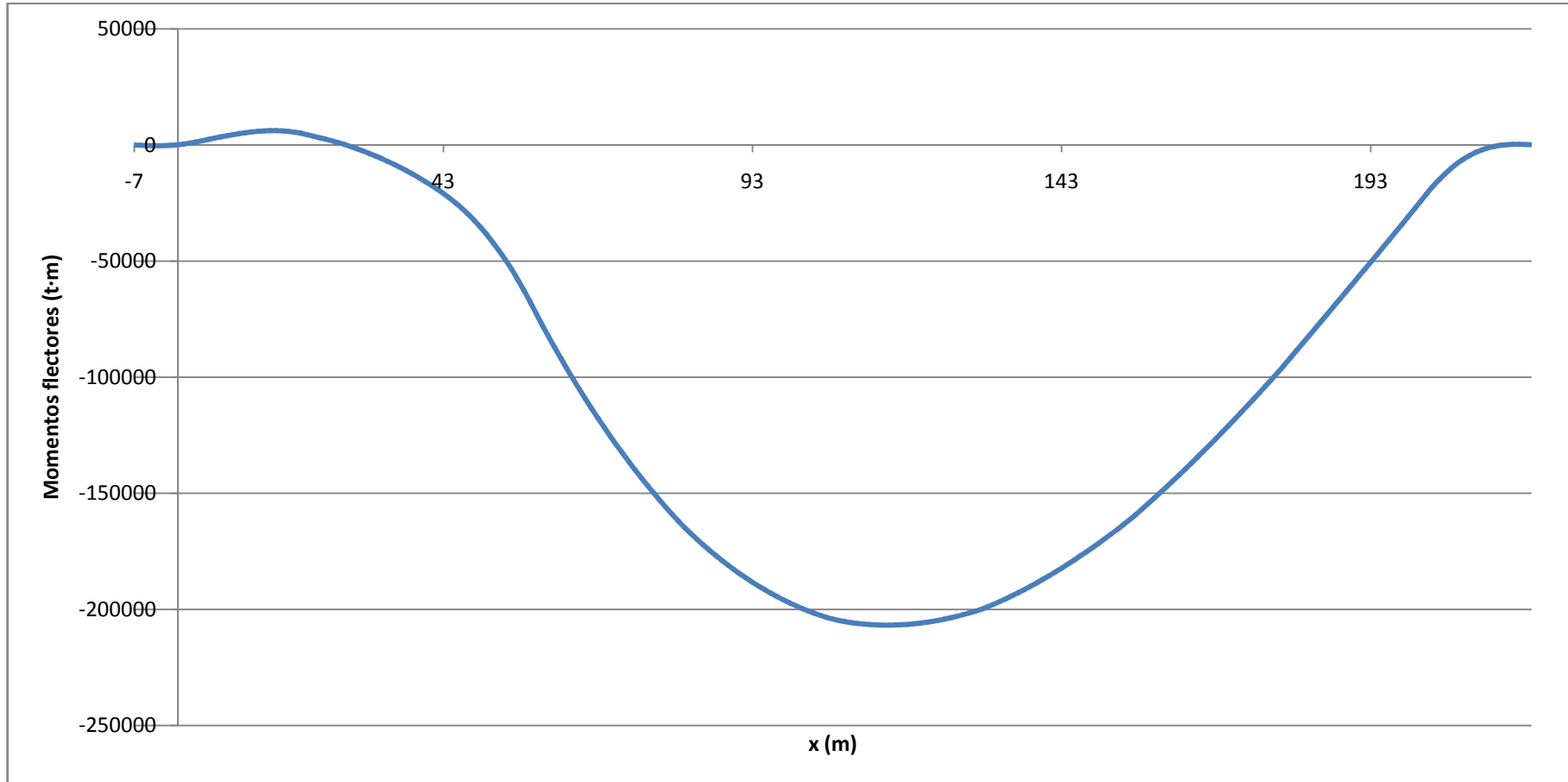


Gráfico 6. Momentos flectores en la situación 1

#### 4.2. Buque totalmente cargado con un 10% de los consumos

Curva de esfuerzos cortantes:

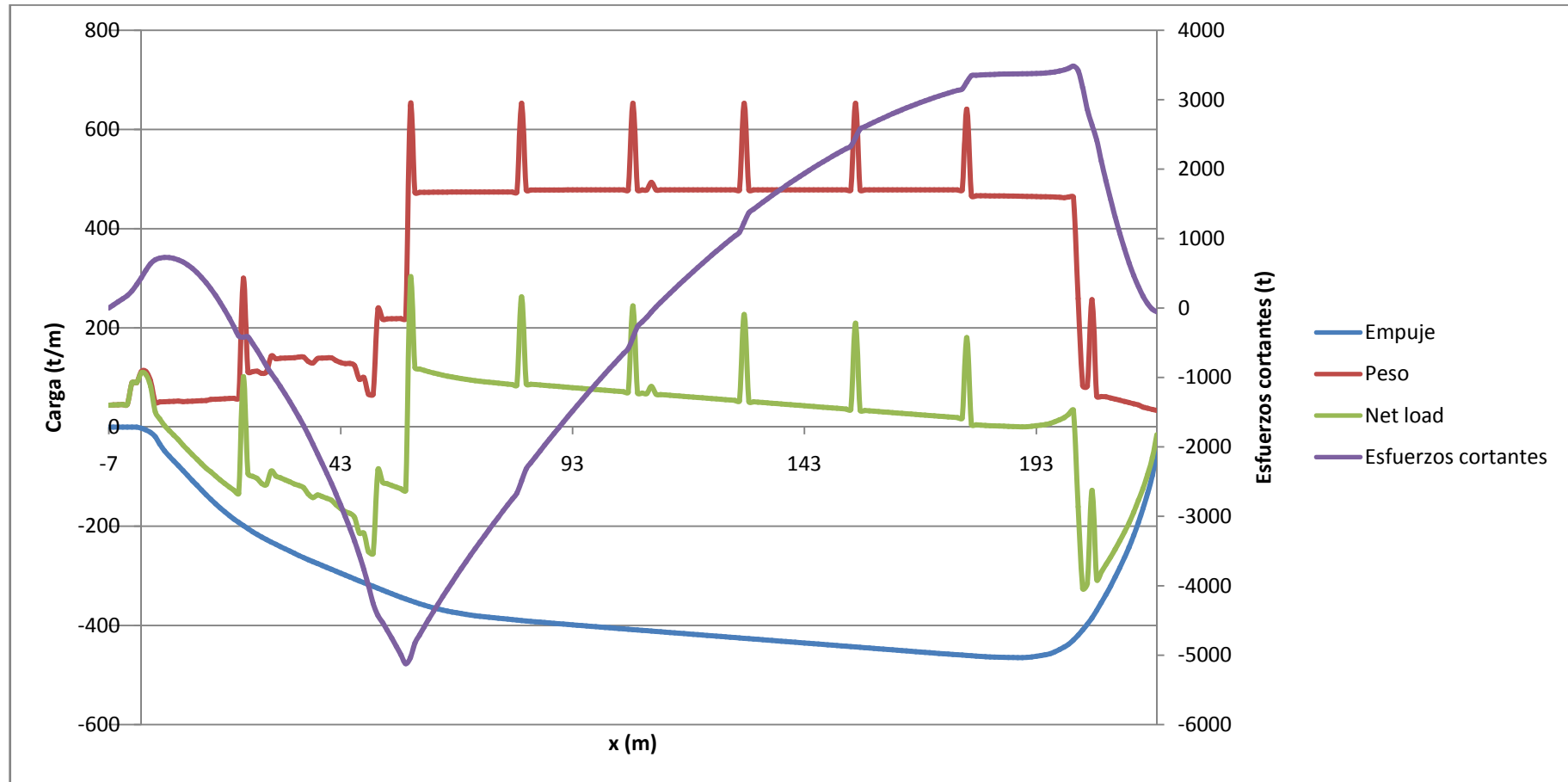


Gráfico 7. Esfuerzos cortantes en la situación 2

Curva de momentos flectores:

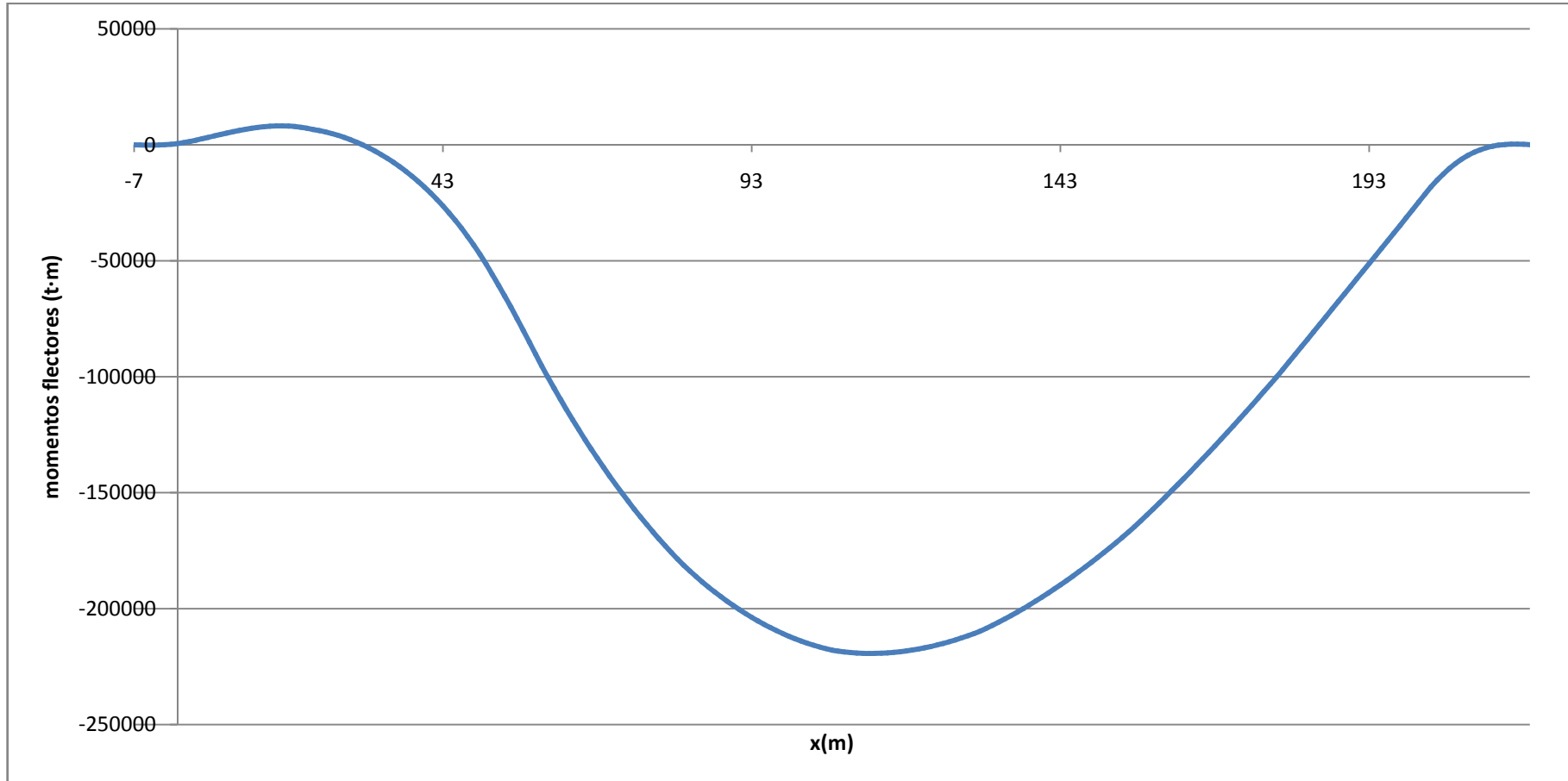


Gráfico 8. Momentos flectores en la situación 2

#### 4.3. Buque en lastre con la totalidad de los consumos

Curva de esfuerzos cortantes:

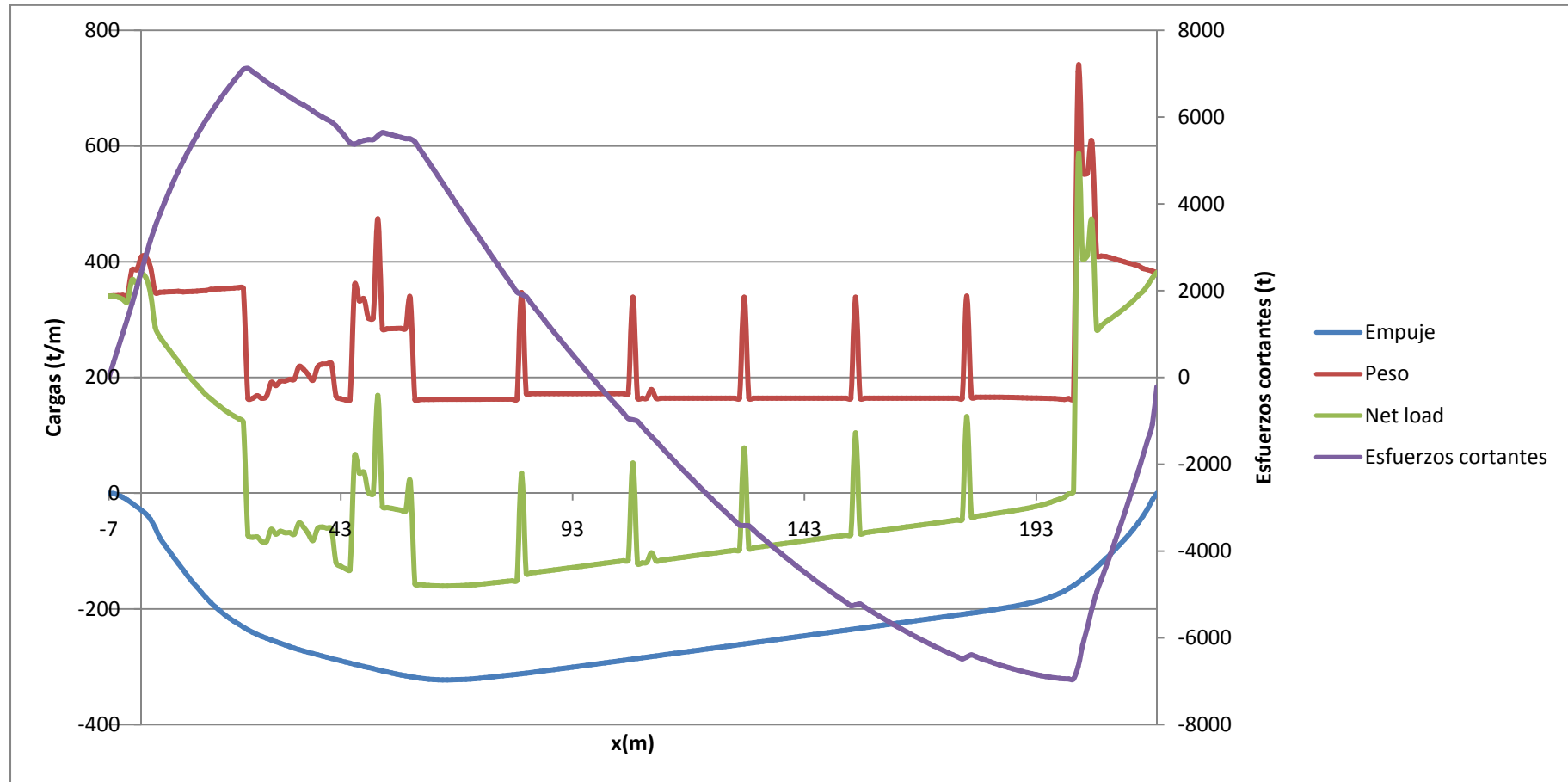


Gráfico 9. Esfuerzos cortantes en la situación 3

Curva de momentos flectores:

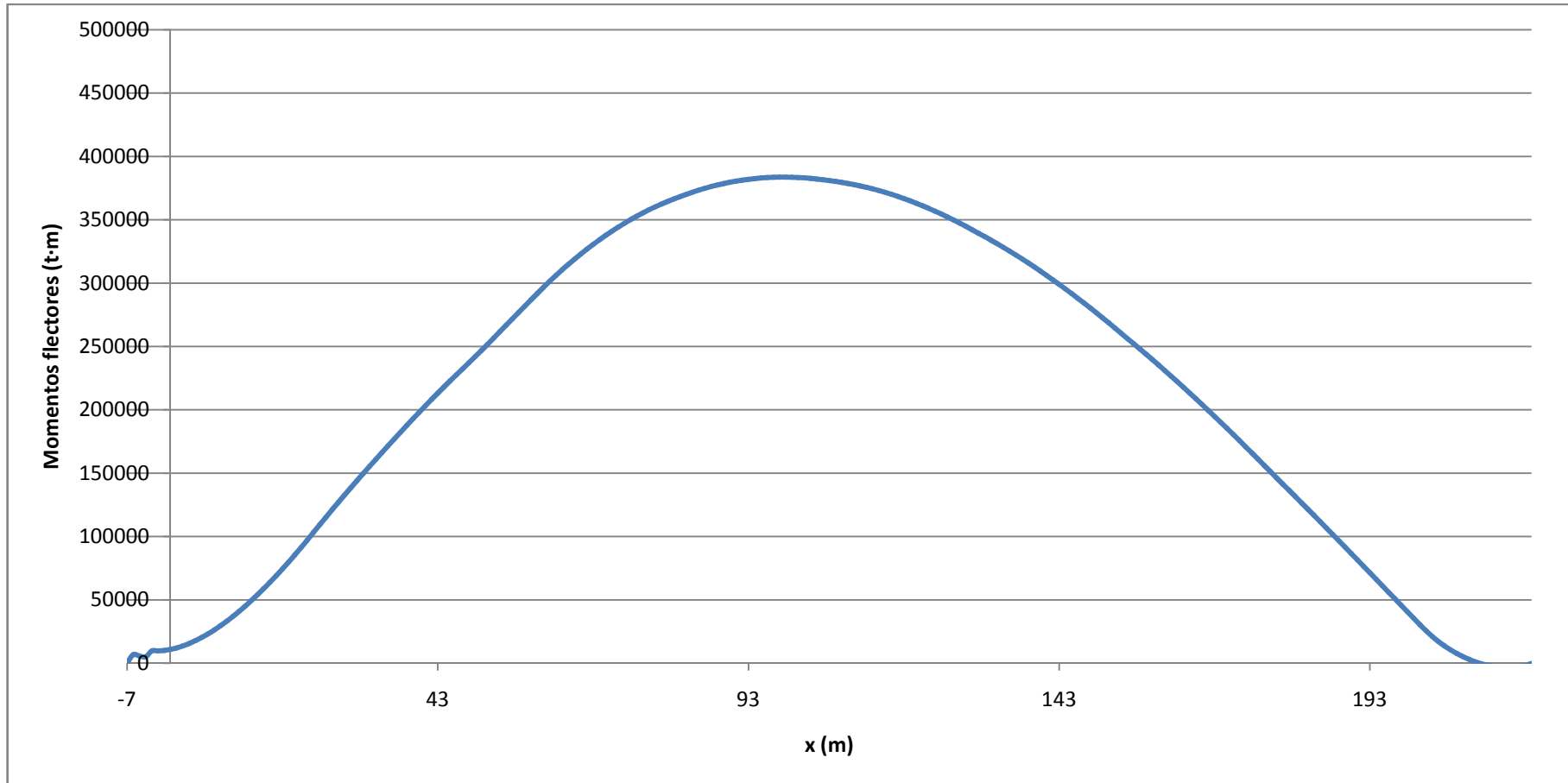


Gráfico 10. Momentos flectores en la situación 3

#### 4.4. Buque en lastre con el 10% de los consumos

Curva de esfuerzos cortantes:

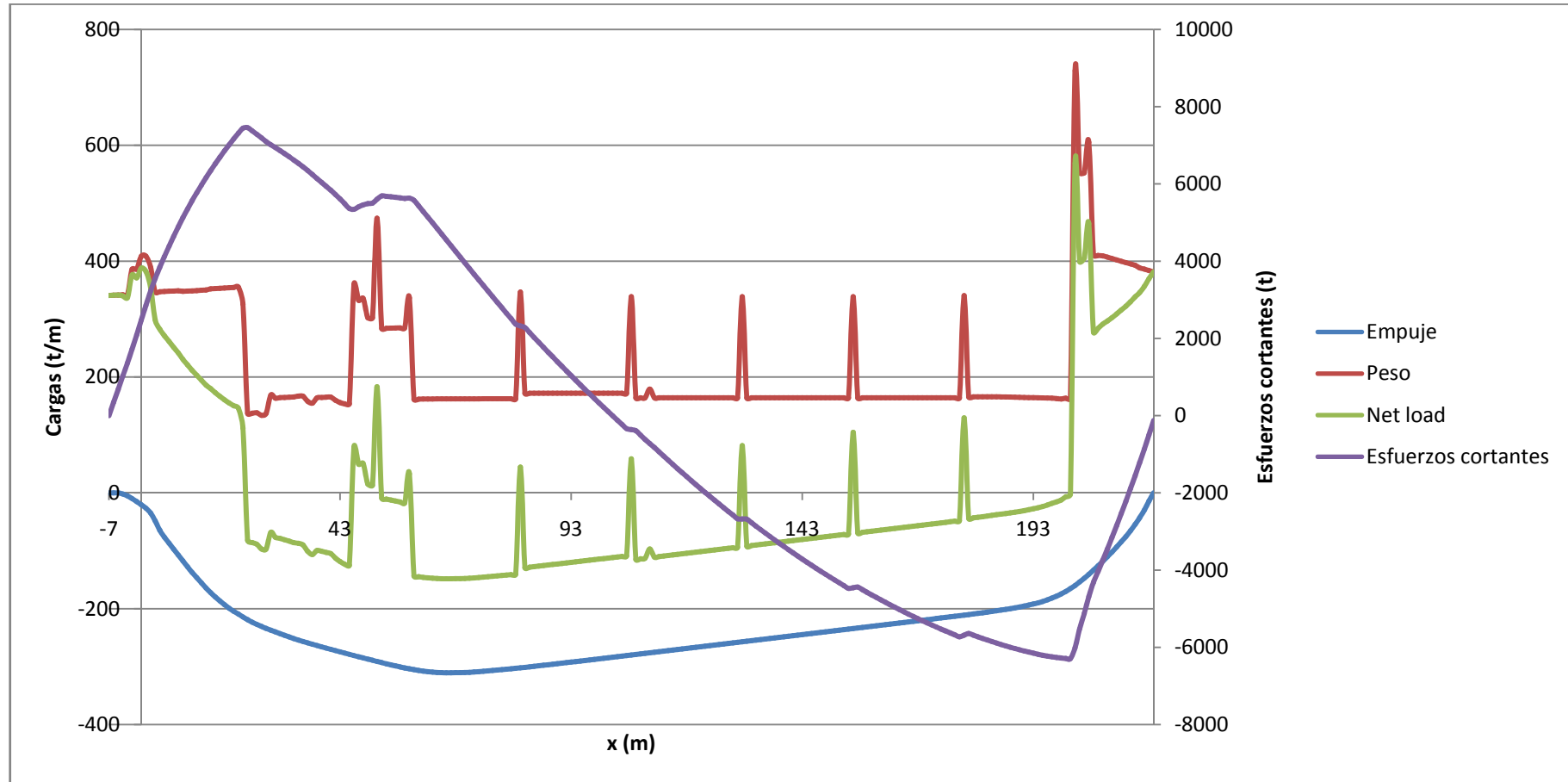
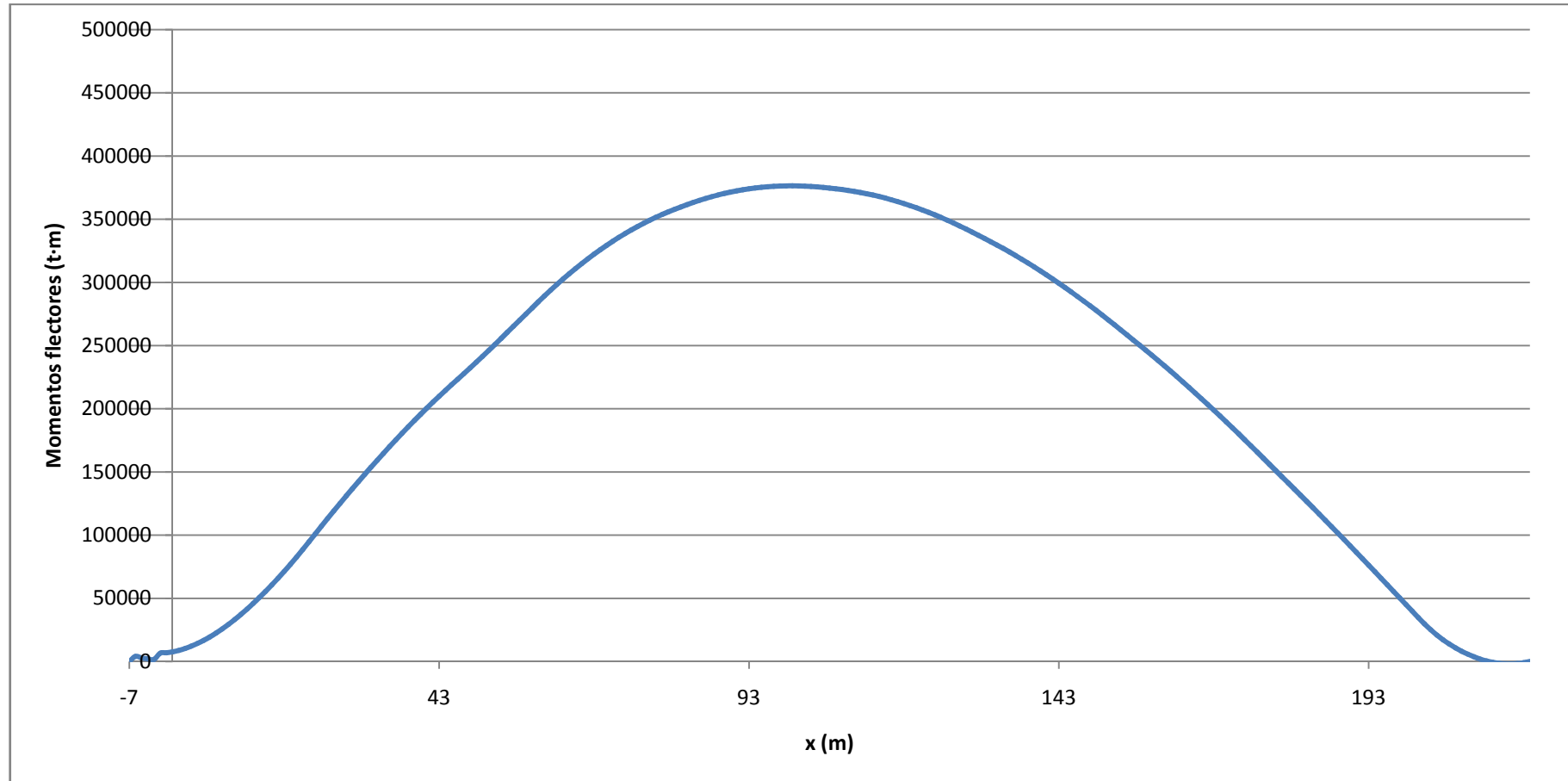


Gráfico 11. Esfuerzos cortantes en la situación 4

Curva de momentos flectores:



*Gráfico 12. Momentos flectores en la situación 4*

## 5. Estabilidad en averías

La estabilidad en averías viene definido por la Regla 24 del anexo I del MARPOL. En dicha norma se define la magnitud de las averías a estudiar. Así, las dimensiones de las averías a estudiar son:

Avería	Extensión horizontal	Extensión vertical	Extensión transversal
Avería en el costado	12.11 m	Total	6.44 m
Avería en el fondo hasta 0.3L de proa	21.9 m	2.15 m	5.37 m
Cualquier otra parte del buque	5 m	2.15 m	5 m

*Tabla 18. Tamaño de las posibles averías*

Estas averías se colocaran de forma que afecten al máximo número de compartimentos para estudiar dichas averías de manera conservadora. La situación sobre la que se estudiarán las averías será la situación de 100% de carga con 100 % de consumos al ser la situación más desfavorable y por tanto la que más riesgos conlleva.

En el caso de las averías de fondo, sólo se estudiarán aquellas que afecten al menos a un tanque de lastre, ya que debido a la disposición de la cubierta intermedia, las averías en el fondo que afecten sólo a tanques de carga no comprometerán al buque. Por lo tanto las averías estudiadas son:

Averías de costado:

1. Inundación del pique de popa y la cámara de máquinas
2. Inundación de la cámara de máquinas, la cámara de bombas de un costado, el tanque de slop de un costado, el tanque de lastre bajo cámara de máquinas de un costado, los tanques de carga 6 alto y bajo de un costado y los tanques de lastre laterales 6 y 7 de un costado.
3. Inundación de los tanques de carga 5 y 6 de un costado y los tanques de lastre laterales 5 y 6 de un costado.
4. Inundación de los tanques de carga 4 y 5 de un costado y los tanques de lastre laterales 4 y 5 de un costado.
5. Inundación de los tanques de carga 3 y 4 de un costado y los tanques de lastre laterales 3 y 4 de un costado.
6. Inundación de los tanques de carga 2 y 3 de un costado y los tanques de lastre laterales 2 y 3 de un costado.
7. Inundación de los tanques de carga 1 y 2 de un costado y los tanques de lastre laterales 1 y 2 de un costado.
8. Inundación de los tanques de carga 1 de un costado y el tanque de lastre lateral 1 de un costado, el tanque de lastre bajo caja de cadenas de un costado y el pique de proa de un costado.



Sólo se han analizado las averías que comprometen a varios tanques al ser las más peligrosas, y si dichas averías cumplen los requisitos de estabilidad, cuando se produzca una avería que sólo afecte a un tanque, los requisitos también se cumplirán.

Averías de fondo:

9. Inundación de los piques de popa y la cámara de máquinas
10. Inundación de la cámara de máquinas y los tanques de lastre bajo cámara de bombas
11. Inundación de los piques de proa y los tanques de lastre bajo caja de cadenas.

Como se puede comprobar, muchas de las averías de fondo al ser semejantes a las averías de costado y de menor entidad no se analizan.

Los criterios que debe cumplir el buque una vez que sufra una avería son:

- La flotación final debe quedar por debajo de cualquier abertura
- El ángulo de escora máximo que se puede producir por una inundación asimétrica no excederá de  $25^{\circ}$ , pudiéndose aumentar hasta los  $30^{\circ}$  en caso de que se inunde la cubierta.
- La curva de brazos adrizantes deberá tener un alcance mínimo de  $20^{\circ}$  más allá de la condición de equilibrio con un brazo adrizante residual máximo de por lo menos 0.1 m dentro de este margen de  $20^{\circ}$ . Además el área bajo la curva no será menor de 0.0175 m·rad.

Para calcular dichas averías se ha usado el módulo HIDROMAX del programa MAXSURF. Para ello se ha supuesto que la zona dañada no daba empuje. A continuación se muestran las 11 averías a estudiar:

## 5.1. Avería 1

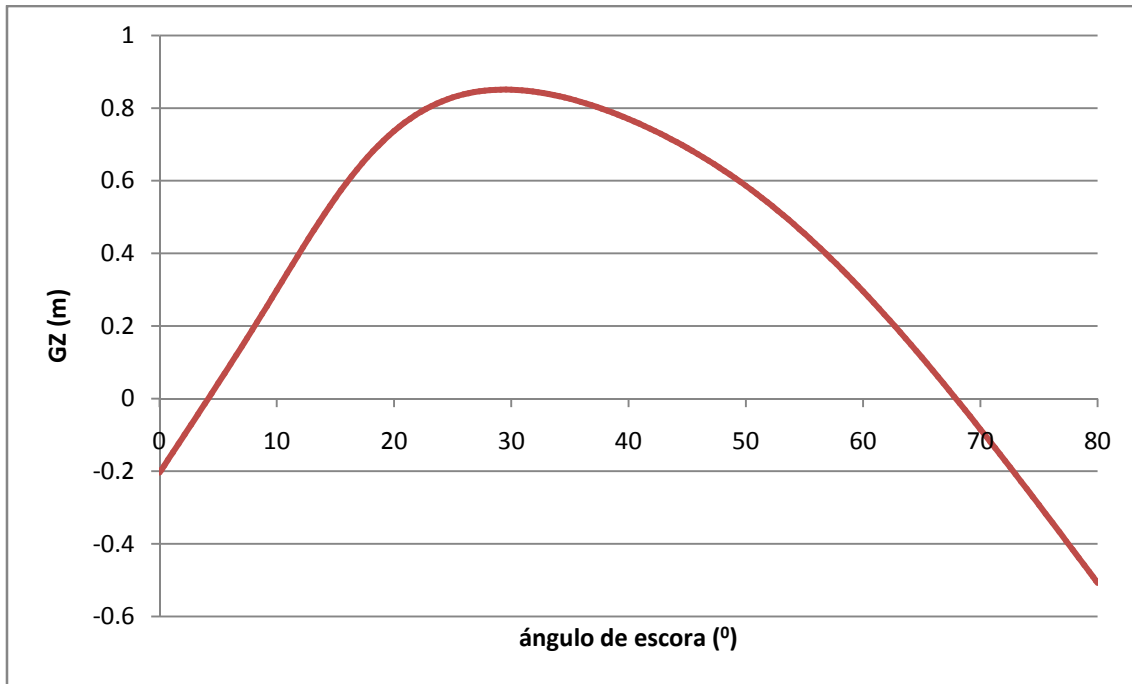


Gráfico 13. Curva de estabilidad de la avería 1

Requisito	Valor
Flotación por encima de aberturas	Sí cumple
Ángulo de equilibrio	4.4 °
Alcance mínimo	63.3 °
GZ máximo	0.851 m
Área	0.615 m·rad

Tabla 19. Requisitos de estabilidad de la avería 1

## 5.2. Avería 2

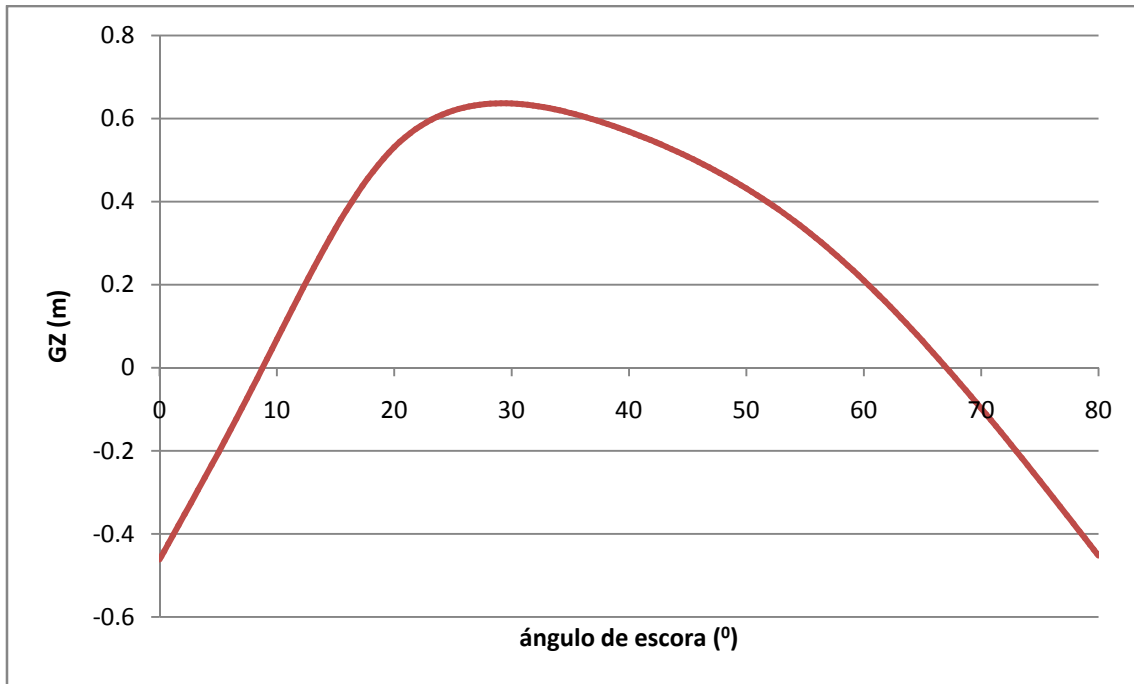


Gráfico 14. Curva de estabilidad de la avería 2

Requisito	Valor
Flotación por encima de aberturas	Sí cumple
Ángulo de equilibrio	9.2 °
Alcance mínimo	57.7 °
GZ máximo	0.637 m
Área	0.429 m·rad

Tabla 20. Requisitos de estabilidad de la avería 2

### 5.3. Avería 3

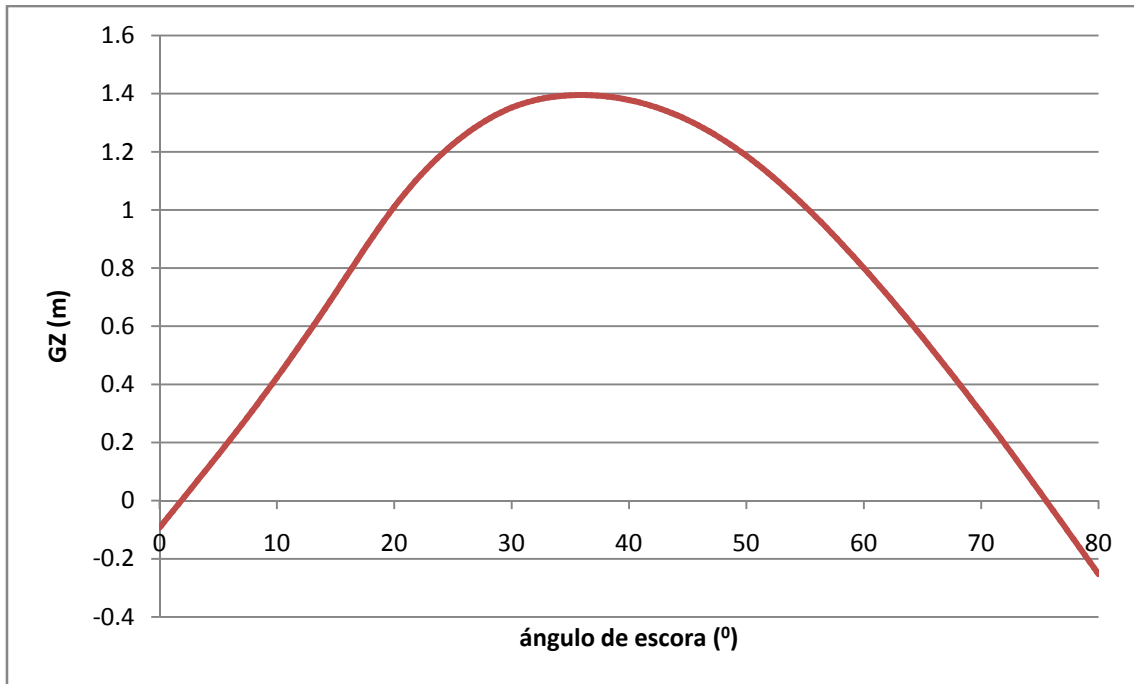


Gráfico 15. Curva de estabilidad de la avería 3

Requisito	Valor	
Flotación por encima de aberturas		Sí cumple
Ángulo de equilibrio	2.1 °	Sí cumple
Alcance mínimo	72.9 °	Sí cumple
GZ máximo	1.395 m	Sí cumple
Área	1.122 m·rad	Sí cumple

Tabla 21. Requisitos de estabilidad de la avería 3

#### 5.4. Avería 4

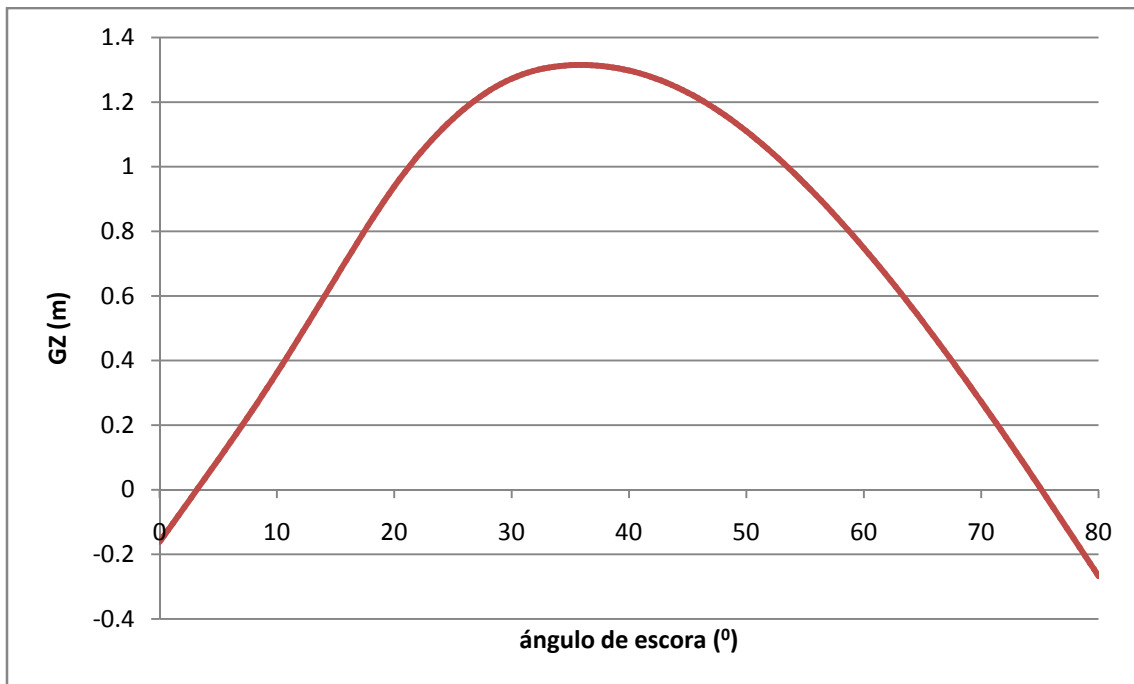


Gráfico 16. Curva de estabilidad de la avería 4

Requisito	Valor	
Flotación por encima de aberturas		Sí cumple
Ángulo de equilibrio	3.3 °	Sí cumple
Alcance mínimo	71.7 °	Sí cumple
GZ máximo	1.315 m	Sí cumple
Área	1.041 m·rad	Sí cumple

Tabla 22. Requisitos de estabilidad de la avería 4

### 5.5. Avería 5

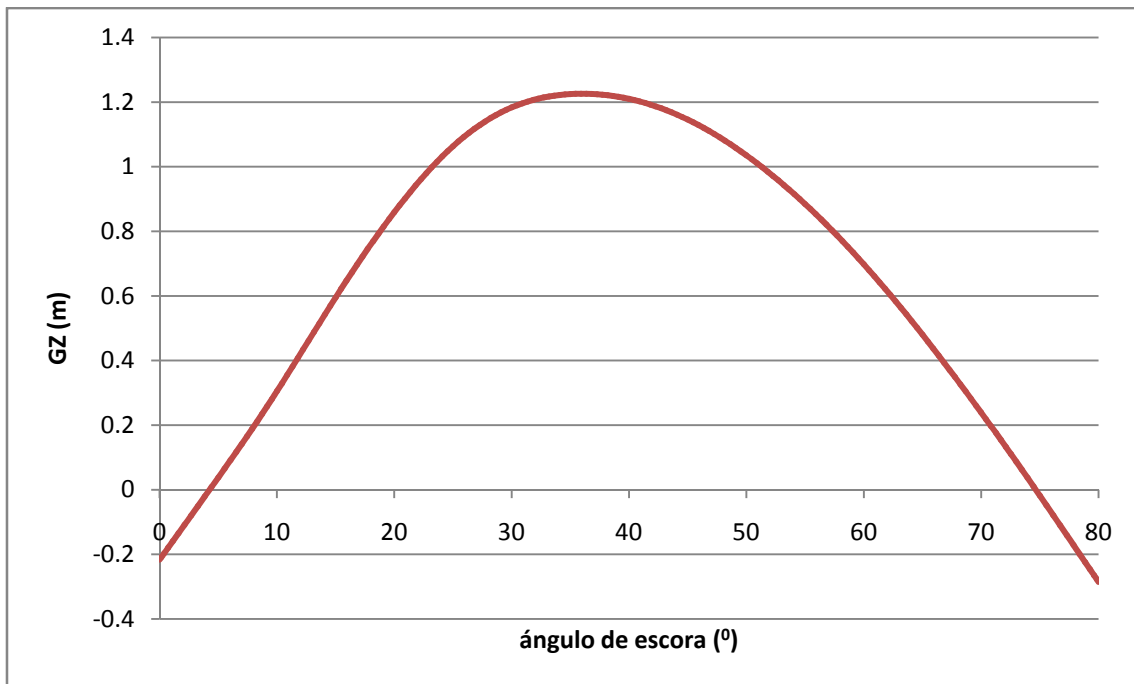


Gráfico 17. Curva de estabilidad de la avería 5

Requisito	Valor	
Flotación por encima de aberturas		Sí cumple
Ángulo de equilibrio	4.4 °	Sí cumple
Alcance mínimo	70.0 °	Sí cumple
GZ máximo	1.226 m	Sí cumple
Área	0.958 m·rad	Sí cumple

Tabla 23. Requisitos de estabilidad de la avería 5

## 5.6. Avería 6

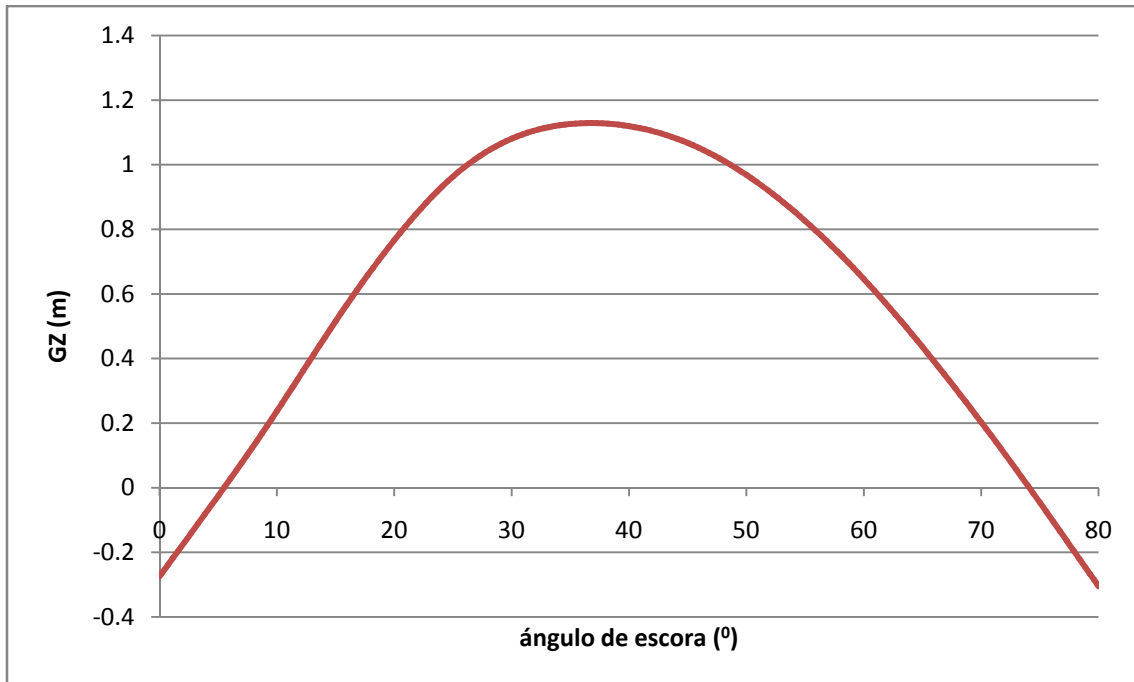


Gráfico 18. Curva de estabilidad de la avería 6

Requisito	Valor	
Flotación por encima de aberturas		Sí cumple
Ángulo de equilibrio	5.5 °	Sí cumple
Alcance mínimo	68.4 °	Sí cumple
GZ máximo	1.129 m	Sí cumple
Área	0.870 m·rad	Sí cumple

Tabla 24. Requisitos de estabilidad de la avería 6

### 5.7. Avería 7

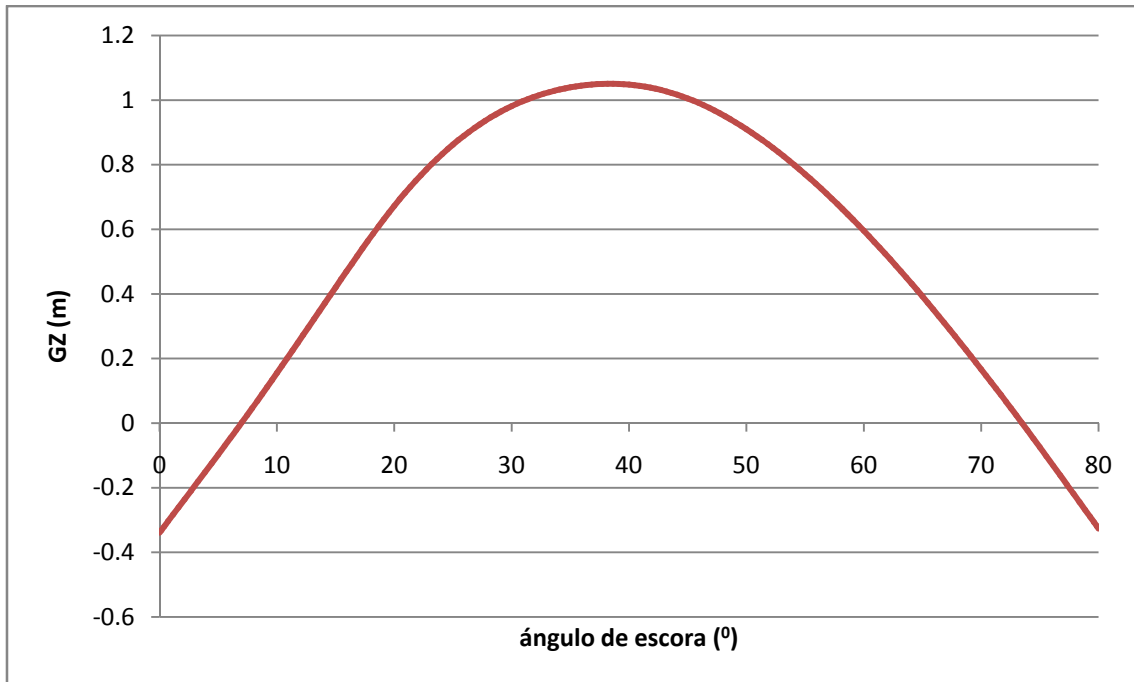


Gráfico 19. Curva de estabilidad de la avería 7

Requisito	Valor	
Flotación por encima de aberturas		Sí cumple
Ángulo de equilibrio	7.0 °	Sí cumple
Alcance mínimo	66.5 °	Sí cumple
GZ máximo	1.050 m	Sí cumple
Área	0.786 m·rad	Sí cumple

Tabla 25. Requisitos de estabilidad de la avería 7



## 5.8. Avería 8

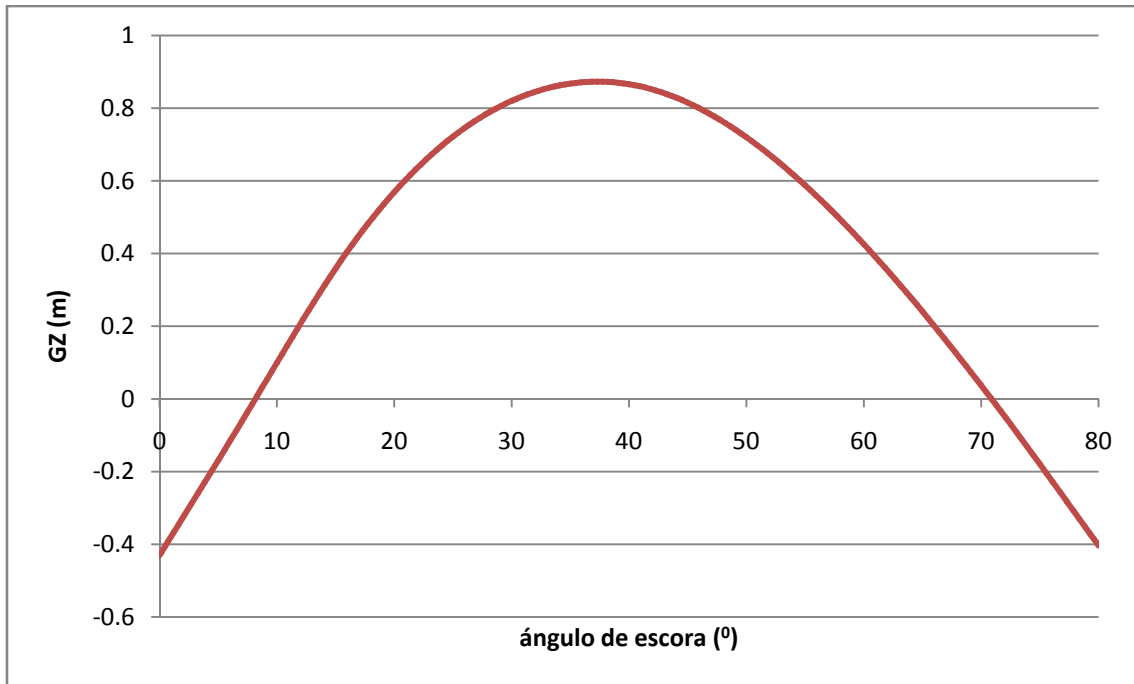


Gráfico 20. Curva de estabilidad de la avería 8

Requisito	Valor	
Flotación por encima de aberturas		Sí cumple
Ángulo de equilibrio	8.3 °	Sí cumple
Alcance mínimo	62.5 °	Sí cumple
GZ máximo	0.873 m	Sí cumple
Área	0.622 m·rad	Sí cumple

Tabla 26. Requisitos de estabilidad de la avería 8

## 5.9. Avería 9

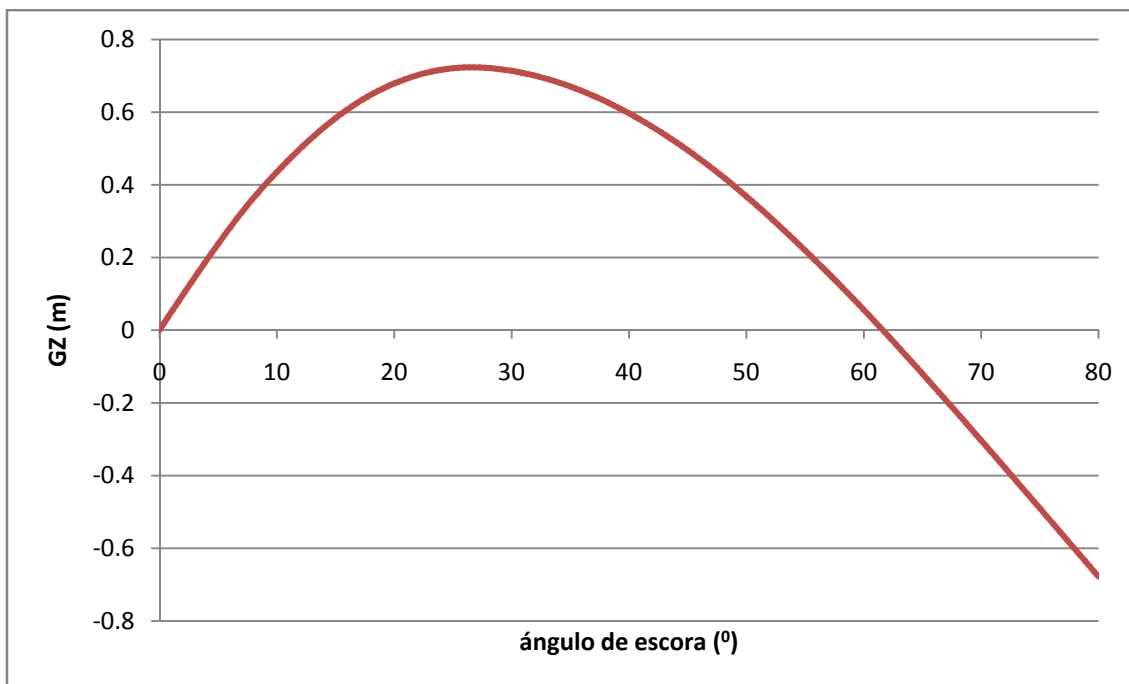


Gráfico 21. Curva de estabilidad de la avería 9

Requisito	Valor	
Flotación por encima de aberturas		Sí cumple
Ángulo de equilibrio	0.0°	Sí cumple
Alcance mínimo	61.4°	Sí cumple
GZ máximo	0.724 m	Sí cumple
Área	0.501 m·rad	Sí cumple

Tabla 27. Requisitos de estabilidad de la avería 9

### 5.10. Avería 10

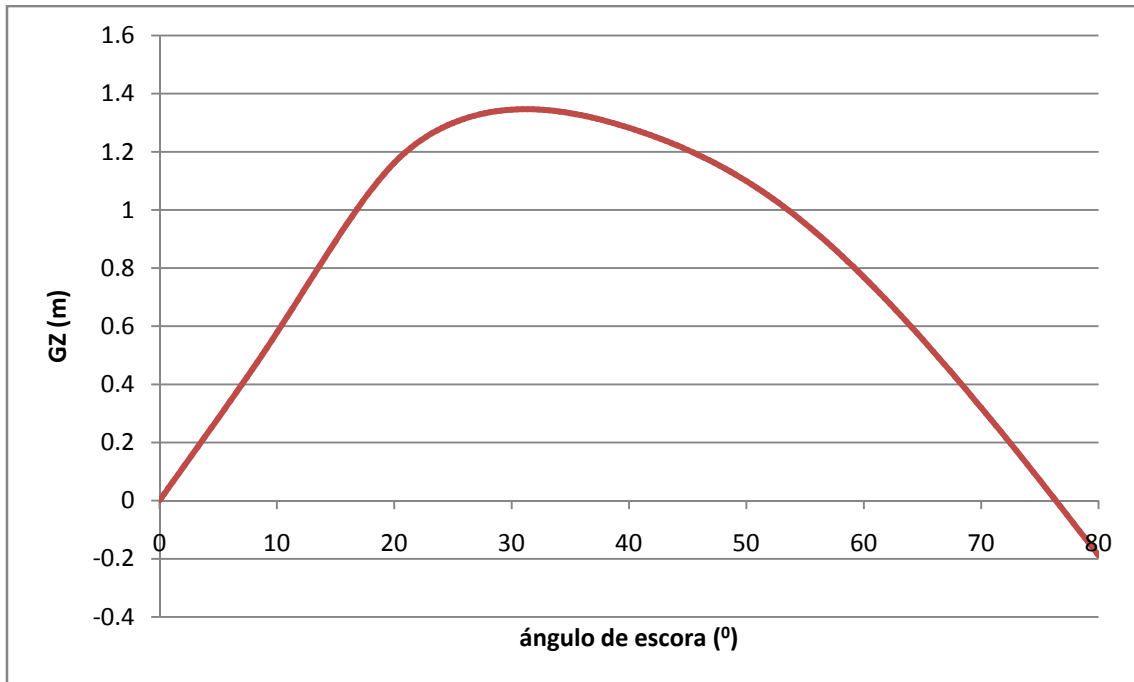


Gráfico 22. Curva de estabilidad de la avería 10

Requisito	Valor	
Flotación por encima de aberturas		Sí cumple
Ángulo de equilibrio	0.0 °	Sí cumple
Alcance mínimo	76.1 °	Sí cumple
GZ máximo	1.347 m	Sí cumple
Área	1.149 m·rad	Sí cumple

Tabla 28. Requisitos de estabilidad de la avería 10

### 5.11. Avería 11

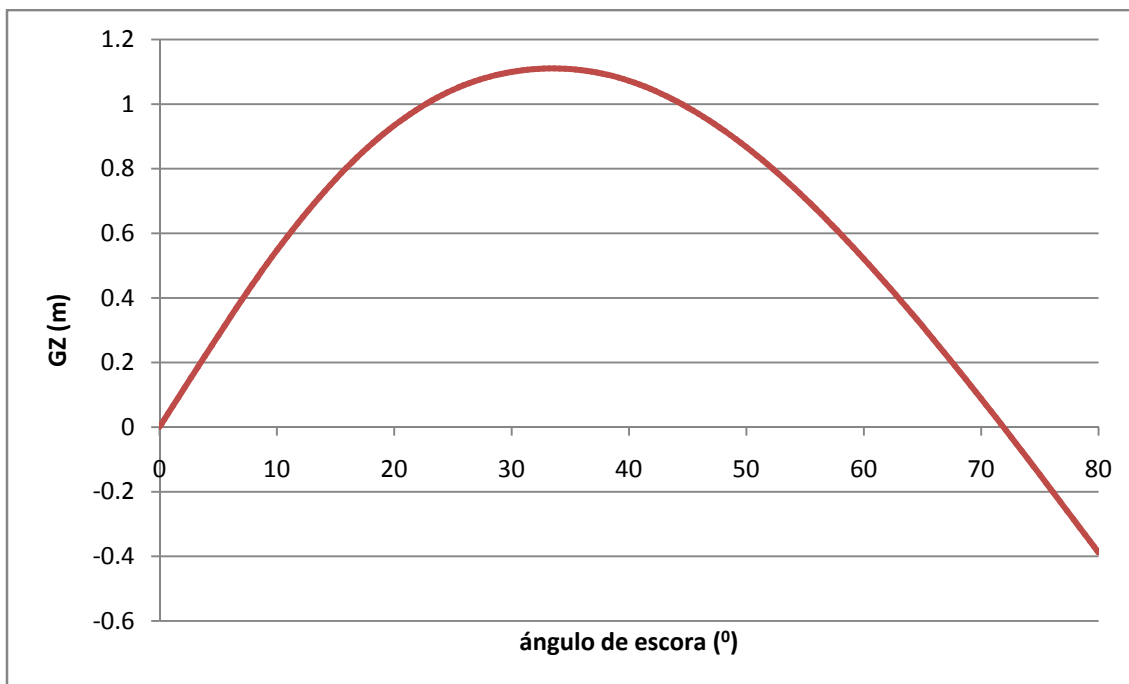


Gráfico 23. Curva de estabilidad de la avería 11

Requisito	Valor	
Flotación por encima de aberturas		Sí cumple
Ángulo de equilibrio	0.0°	Sí cumple
Alcance mínimo	71.7°	Sí cumple
GZ máximo	1.110 m	Sí cumple
Área	0.904 m·rad	Sí cumple

Tabla 29. Requisitos de estabilidad de la avería 11

## 6. Referencias

- [1] El proyecto básico del buque mercante. Ricardo Alvariño, Juan José Azpíroz y Manuel Meizoso. Fondo editorial de ingeniería naval. COIN 1997.
- [2] Normas ABS
- [3] Reglamento MARPOL

## 7. Índice de figuras y tablas

Tabla 1.	Tanques de carga en la situación 1
Tabla 2.	Tanques en cámara de máquinas en la situación 1
Tabla 3.	Características de la situación 1
Tabla 4.	Tanques de carga en la situación 2
Tabla 5.	Tanques en cámara de máquinas en la situación 2
Tabla 6.	Características de la situación 2
Tabla 7.	Tanques de lastre en la situación 3
Tabla 8.	Tanques en cámara de máquinas en la situación 3
Tabla 9.	Características de la situación 3
Tabla 10.	Tanques de lastre en la situación 4
Tabla 11.	Tanques en cámara de máquinas en la situación 4
Tabla 12.	Características de la situación 4
Tabla 13.	Calados del buque
Tabla 14.	Criterios de estabilidad en la situación 1
Tabla 15.	Criterios de estabilidad en la situación 2
Tabla 16.	Criterios de estabilidad en la situación 3
Tabla 17.	Criterios de estabilidad en la situación 4
Tabla 18.	Tamaño de las posibles averías
Tabla 19.	Requisitos de estabilidad de la avería 1
Tabla 20.	Requisitos de estabilidad de la avería 2
Tabla 21.	Requisitos de estabilidad de la avería 3
Tabla 22.	Requisitos de estabilidad de la avería 4
Tabla 23.	Requisitos de estabilidad de la avería 5
Tabla 24.	Requisitos de estabilidad de la avería 6
Tabla 25.	Requisitos de estabilidad de la avería 7
Tabla 26.	Requisitos de estabilidad de la avería 8
Tabla 27.	Requisitos de estabilidad de la avería 9
Tabla 28.	Requisitos de estabilidad de la avería 10
Tabla 29.	Requisitos de estabilidad de la avería 11

Gráfica 1.	Curva de estabilidad en la situación 1
Gráfica 2.	Curva de estabilidad en la situación 2
Gráfica 3.	Curva de estabilidad en la situación 3
Gráfica 4.	Curva de estabilidad en la situación 4
Gráfica 5.	Esfuerzos cortantes en la situación 1
Gráfica 6.	Momentos flectores en la situación 1
Gráfica 7.	Esfuerzos cortantes en la situación 2
Gráfica 8.	Momentos flectores en la situación 2
Gráfica 9.	Esfuerzos cortantes en la situación 3
Gráfica 10.	Momentos flectores en la situación 3
Gráfica 11.	Esfuerzos cortantes en la situación 4
Gráfica 12.	Momentos flectores en la situación 4

- Gráfica 13. Curva de estabilidad de la avería 1
- Gráfica 14. Curva de estabilidad de la avería 2
- Gráfica 15. Curva de estabilidad de la avería 3
- Gráfica 16. Curva de estabilidad de la avería 4
- Gráfica 17. Curva de estabilidad de la avería 5
- Gráfica 18. Curva de estabilidad de la avería 6
- Gráfica 19. Curva de estabilidad de la avería 7
- Gráfica 20. Curva de estabilidad de la avería 8
- Gráfica 21. Curva de estabilidad de la avería 9
- Gráfica 22. Curva de estabilidad de la avería 10
- Gráfica 23. Curva de estabilidad de la avería 11

# Cuadernillo 13

## Presupuesto

---

Petrolero de crudo Panamax 65000TPM

**Pablo Ceña Martínez**

**Alberto Torres Benayas**



Tutor: Don Ignacio Díez de Ulzurrun

Proyecto Final de Carrera número: 091



## Índice

1.	Introducción .....	4
2.	Costes varios de astillero.....	6
3.	Coste de la estructura .....	7
3.1.	Acero laminado .....	7
3.2.	Resto de los materiales del casco .....	7
3.3.	Timón y accesorios .....	7
3.4.	Materiales auxiliares de construcción del casco.....	7
3.5.	Preparación de superficies.....	7
3.6.	Pintura y control de corrosión.....	8
3.7.	Resumen de los costes que integran la partida de la estructura .....	8
4.	Equipo, armamento e instalaciones.....	9
4.1.	Equipo de fondeo, amarre y remolque .....	9
4.2.	Medios de salvamento.....	9
4.3.	Habilitación de alojamientos.....	9
4.4.	Equipos de fonda y hotel.....	10
4.5.	Equipos de acondicionamiento de alojamientos .....	10
4.6.	Equipos de navegación y comunicaciones .....	10
4.7.	Medios contraincendios convencionales .....	11
4.8.	Instalación eléctrica.....	11
4.9.	Tuberías.....	11
4.10.	Accesorios de equipo, armamento e instalaciones.....	11
4.11.	Resumen de los costes que integran la partida de equipo, armamento e instalaciones.....	11
5.	Maquinaria auxiliar de cubierta .....	13
5.1.	Servomotor.....	13
5.2.	Equipo de fondeo y amarre.....	13
5.3.	Resumen de los costes que integran la partida de maquinaria auxiliar de cubierta	13
6.	Instalación propulsora.....	14
6.1.	Maquinaria propulsora principal.....	14
6.2.	Línea de ejes.....	14

6.3.	Hélice propulsora .....	14
6.4.	Resumen de los costes que integran la partida de la instalación propulsora.....	14
7.	Maquinaria auxiliar. ....	15
8.	Cargos y respetos .....	17
8.1.	Cargos y respetos no reglamentarios.....	17
8.2.	Respetos especiales.....	17
8.3.	Resumen de los costes que integran la partida de cargos y respetos .....	17
9.	Instalaciones especiales .....	18
9.1.	Equipos especiales de servicio de la carga.....	18
9.1.1.	Equipos para el manejo de líquidos .....	18
9.1.2.	Equipos de acondicionamiento y limpieza de espacios de carga.....	18
9.1.3.	Tubería y valvulería de carga.....	18
9.1.4.	Instalaciones eléctricas especiales, instrumentación y control .....	19
9.2.	Instalaciones y equipos de automatización, telecontrol y alarma.....	19
9.3.	Instalaciones y equipos especiales contra incendios .....	19
9.4.	Instalaciones y equipos especiales de seguridad .....	20
9.5.	Resumen de los costes que integran la partida de instalaciones especiales.....	21
10.	Costes totales del buque proyecto.....	22
10.1.	Comentarios sobre el coste total del buque. ....	22
11.	Financiación.....	23
	Bibliografía.....	25
	Índice de tablas.....	26

## 1. Introducción

Este presupuesto se ha realizado según el formato de la Dirección General de la Marina Mercante. Se ha desglosado en las diferentes partidas generales. La mayoría de precios que se establecen durante este proyecto vienen indicados en “*Apuntes de proyectos VOL I*” de D. Jaime Torroja Menéndez, indicados en este cuadernillo como [1]. En dicho tomo se establecen diferentes funciones empíricas que permiten conocer de una forma aproximada el costo de muchas partidas del presupuesto. Dichas fórmulas empíricas se omitirán en este proyecto aunque se explicará su dependencia de diferentes parámetros.

Para otras partidas o equipos más específicos se han utilizado catálogos de fabricantes o indicaciones de diferentes revistas del sector. Durante todo el presupuesto se señala la carga de horas de mano de obra y su coste. Las partidas generales se recogen a continuación:

- **Costes varios de astillero.** En dicha partida se recogen los diferentes tipos de coste que tiene que tener en cuenta el astillero a la hora de la preparación del diseño del buque, las instalaciones, seguros y costes debidos a la clasificación del buque y a las pruebas y garantías.
- **Casco.** En este punto se incluyen los costes de construcción de la estructura de acero del buque además de todos los costes relacionados con su utilización, ya sean de pintura y preparación como de soldadura.
- **Equipo, armamento e instalaciones.** Se consideran los costes de armamento de los equipos de fondeo, amarre y remolque junto con los gastos relativos a los distintos medios de salvamento, habilitación, equipos de fonda y hotel, equipos de acondicionamiento de alojamientos, equipos de navegación y comunicaciones, medios contraincendios, así como los gastos en equipos de servicios de carga y los relativos a instalaciones eléctricas, conductos y tuberías. Se consideran además una serie de costes adicionales en accesorios varios.
- **Maquinaria auxiliar de cubierta.** Se incluyen los costes relativos al equipo de gobierno y a la maquinaria del equipo de fondeo y amarre.
- **Instalación propulsora.** En este apartado se incluirán los costes de instalación del motor principal y de todos sus equipos necesarios. Además se incluirá el coste de la línea de ejes y de la hélice propulsora.
- **Maquinaria auxiliar de propulsión.** Se incluyen en este apartado los costes relativos a la planta de generación eléctrica y los distintos equipos de circulación, refrigeración y lubricación de la planta propulsora y los auxiliares. Además se incluyen los costes de los equipos de generación de vapor, arranque de los motores, manejo de combustible y purificación, además de los costes en equipos auxiliares de casco, equipos sanitarios y varios.

- **Cargos y respetos.** En este apartado se incluyen los costes de los cargos y respetos reglamentarios, no reglamentarios y especiales.
- **Instalaciones especiales.** Se presupuestan los costes relativos a los equipos para el manejo de cargas líquidas, las instalaciones y equipos de automatización, telecontrol y alarma además de los sistemas auxiliares de maniobra. Se incluyen en este apartado también los costes de las instalaciones, equipos especiales contraincendios y de seguridad.
- **Beneficio del astillero.** Debido al momento de crisis económica mundial y a la alta competencia de otros astilleros a lo largo del mundo, vamos a establecer que para un astillero español, el beneficio ha de ser del 6%. Es cierto que en otras épocas se hubiese podido llegar a tener beneficios del 10% o incluso de hasta el 15%, pero si se quiere ser competitivo en el mercado actual hay que bajar las pretensiones del astillero.

Para todos los cálculos realizados en este presupuesto se han utilizado dos constantes:

- **Precio medio del acero.** Según el precio actual medio del acero naval este se encuentra en 830\$/T. Al ir todo nuestro presupuesto en divisa europea, y al estar a día de hoy el cambio \$ a € en 1.427\$/€, el precio medio de la tonelada de acero naval es de **581.64€/T.**
- **Precio medio de la mano de obra.** Se ha estimado en 50€/h.

## 2. Costes varios de astillero

En esta partida se señalan los costes relativos al astillero. A continuación se muestra desglosada esta partida en diferentes subapartados que deben incluirse en el presupuesto de diseño y construcción del buque de proyecto. Dichos costes han sido extraídos del análisis de diferentes proyectos así como de [1].

- **Costes de ingeniería.** Se omiten gastos de ensayos de canal en esta partida pues es un tipo de barco muy estudiado, y presuponemos que el astillero posee un gran conocimiento en este tipo de barcos. Se incluyen los siguientes costes:
  - Costes de proyecto
  - Estudios diversos de consultoría
- **Clasificación, reglamentos y certificados.** Se incluyen los siguientes costes:
  - Sociedad de clasificación
  - Otras entidades reguladoras
  - Inspección de buques
  - Colegio Oficial de Ingenieros Navales
- **Pruebas y garantías.** Se incluyen los siguientes costes:
  - Botadura
  - Prácticos y remolcadores
  - Varada
  - Pruebas, ensayos, montadores y supervisores
  - Garantía
- **Servicios auxiliares durante la construcción.** Se incluyen los siguientes costes:
  - Andamiaje
  - Instalaciones provisionales de fuerza y alumbrado
  - Limpieza
- **Otros costes generales.** Entre otros se incluyen los costes del seguro de construcción del buque.

En la tabla 1 se resume los costes de cada uno de los subapartados, así como el coste total de la partida *Costes varios del astillero*.

COSTES VARIOS DEL ASTILLERO	COSTE TOTAL (€)
Costes de clasificación del buque y expedición de certificados	250.000,00
Costes de ingeniería y gerencia	90.000,00
Pruebas y garantías	180.000,00
Servicios auxiliares durante la construcción	250.000,00
Otros costes generales (incluido el seguro)	240.000,00
<b>TOTAL COSTES VARIOS DEL ASTILLERO</b>	<b>1.010.000,00</b>

Tabla 1. Costes varios del astillero

### 3. Coste de la estructura

#### 3.1. Acero laminado

Para la realización de este apartado se ha estimado un precio medio de chapas de acero naval y perfiles de 581.64 €/T para la calidad empleada en la construcción del buque proyecto. Después del análisis del peso de acero realizado en cuadernillos anteriores podremos conocer el coste del acero mediante la siguiente fórmula, donde aplicamos un aumento del 15% debido a las pérdidas de acero en los procesos de anidado y los excesos de peso de laminación.

$$C_{casco} = 1.15 \cdot T_{acero\ casco} \cdot P_{acero} = \mathbf{6,352,408.20\ €}$$

donde el peso de acero es de 9497 T.

El número de horas empleadas para la mano de obra se estima con la expresión 3.139 de [1], donde es función del tipo de buque, del peso de acero y del coeficiente de bloque, dándonos un total de 248821.4 horas, lo que suponen un coste de **11,445,784.40 €**.

#### 3.2. Resto de los materiales del casco

En este apartado nos referimos a las piezas fundidas y forjadas, dispuestas en la estructura del codaste del buque. Su coste se estima mediante la fórmula 3.3 de [1], siendo esta función de la eslora y del calado de escantillonado, dándonos un valor de **68,443.26 €**.

Las horas de mano de obra para esta partida vienen estimadas mediante la fórmula 3.140 de [1] siendo función de los mismos parámetros anteriores, dándonos 2375.4 horas de mano de obra. Por lo tanto el coste de la mano de obra para este apartado asciende a **118,768.07€**.

#### 3.3. Timón y accesorios

El coste aproximado de materiales del timón, mecha y pinzotes se ha obtenido de la expresión 3.4 de [1], siendo función de la cuerda y altura del timón. El coste de dicha partida asciende a **9,893.75€**. La carga de horas de trabajo se calcula mediante la expresión 3.141 de [1] y asciende a 4222.1 horas lo que supone un coste total de **211,103.00€**.

#### 3.4. Materiales auxiliares de construcción del casco

En esta partida se han incluido diversos consumibles y materiales auxiliares empleados en la construcción del casco. Dichos materiales incluyen los consumibles de los materiales de soldadura así como herramienta diversa y necesaria. Se estima su coste en 50€ por tonelada de acero estructural lo que supone un coste de **474,850.00 €**. En esta partida no se contabilizan horas de trabajo.

#### 3.5. Preparación de superficies

Según las condiciones en las que se encuentra el mercado el coste de la preparación de superficies, incluyendo en este apartado el granallado e imprimación, se estima en 10€/m<sup>2</sup> para superficies externas y en 17 €/m<sup>2</sup> para superficies internas, resultando un total de **719,986.00 €**. Para el cálculo de la carga de horas de trabajo se ha estimado en 0.02h/m<sup>2</sup> sin distinguir entre preparación de superficies interior y exterior. La carga de trabajo por lo tanto es aproximadamente a 1029.7 horas, lo que supone un coste de **51,483.00€**.

### 3.6. Pintura y control de corrosión

Esta partida contempla el coste de pintura del exterior e interior del casco, al igual que la pintura de tuberías, el galvanizado y la protección catódica por ánodos de sacrificio. Si coste se ha estimado en **1,200,000.00 €** teniendo una carga de horas de trabajo de 22000 horas, lo que supone un coste de mano de obra de **1,100,000.00 €**.

### 3.7. Resumen de los costes que integran la partida de la estructura

Estructura	Coste material	Horas mano de obra	Coste mano de obra	Coste total
Acero laminado	6,352,408.20 €	228915.7	11,445,784.40 €	18,027,108.29 €
Resto de los materiales del casco	68,443.26 €	2375.4	118,768.07 €	189,586.69 €
Timón y accesorios	9,893.75 €	4222.1	211,103.00 €	225,218.81 €
Materiales auxiliares de construcción del casco	474,850.00 €	-	-	474,850.00 €
Preparación superficies	719,986.00 €	1029.7	51,483.00 €	772,498.66 €
Pintura y control de corrosión	1,200,000.00 €	22000.0	1,100,000.00 €	2,322,000.00 €
<b>TOTAL ESTRUCTURA</b>	<b>8,825,581.21 €</b>	<b>258542.8</b>	<b>12,927,138.47 €</b>	<b>22,011,262.44 €</b>

Tabla 2. Costes estructura

## 4. Equipo, armamento e instalaciones

### 4.1. Equipo de fondeo, amarre y remolque

Este subapartado se ha descompuesto en diferentes partidas:

- **Anclas.** Se estima un precio de 2500€/T de ancla, lo que supone un coste total de las 3 anclas de **78,750.00€**
- **Cadenas, cables y estachas.** Su coste se ha estimado siguiendo la expresión 3.7 de [1] donde se tiene en cuenta el diámetro de la cadena como la longitud de cadena. Dicho coste asciende a **283,726.00€**.

El coste de la mano de obra se estima en conjunto siguiendo la expresión 3.143 de [1], donde es función únicamente del peso de las anclas. En total la carga de trabajo es de 207.5 horas, lo que supone un coste de **10,373.63€**.

### 4.2. Medios de salvamento.

Este subapartado se ha descompuesto en diferentes partidas.

- **Bote de caída libre.** Según la expresión 3.8 de [1] el precio de esta embarcación es función de su capacidad y del tipo de bote, dándonos un coste total de **40,618.96€**.
- **Bote de rescate.** Según la expresión 3.8 de [1] el precio de esta embarcación es función de su capacidad y del tipo de bote, dándonos un coste total de **6,151.94€**.
- **Balsas salvavidas.** Según la expresión 3.9 de [1] el precio de esta embarcación es función de su capacidad, dándonos un coste total de **22,650.25€**.
- **Varios.** Se han incluido en esta partida el coste de aros, chalecos salvavidas, señales, lanzacabos y elementos varios de salvamento. Su coste se ha estimado a través de la expresión 3.11 de [1] dándonos un coste total **3,906.58 €**

El coste de la mano de obra se estima en conjunto siguiendo la expresión 3.144 de [1]. El número de horas según esta expresión es de 750 horas de trabajo, lo que supone un coste de **37,500.00 €**.

### 4.3. Habilitación de alojamientos.

El coste total de esta partida viene en función del área total de la habilitación así como de la calidad de los materiales empleados. La expresión utilizada para evaluar dicho coste es la 3.12 de [1], dándonos un coste total de **403,880.13 €**. El número de horas de trabajo se ha estimado en 14 h/m<sup>2</sup> lo que supone una carga de trabajo de 23520 horas, suponiendo un coste total de mano de obra de **1,176,000.00€**.



#### 4.4. Equipos de fonda y hotel

Dicha partida se descompone en tres subapartados:

- **Cocina y oficinas.** Se estima siguiendo la expresión 3.13 de [1], produciendo un coste total de **14,424.29 €**
- **Gambuzas frigoríficas.** Se estima siguiendo la expresión 3.132 de [1], produciendo un coste total de **37,827.53 €**
- **Equipos de lavandería y varios.** El coste de esta partida se ha estimado en 250 € por persona a bordo, lo que supone un coste de **6,000.00 €**

El número de horas de mano de obra se ha estimado en 115 horas/tripulante, lo que conlleva 2760 horas. Esto supone un coste total de mano de obra de **138,000.00 €**.

#### 4.5. Equipos de acondicionamiento de alojamientos

Dicha partida se descompone en dos subapartados:

- **Equipos de calefacción y aire acondicionado.** Se estima un coste de 70€/m<sup>2</sup> de habitación, lo que supone un coste total de **117,600.00€**.
- **Ventilación mecánica.** Se estima mediante la expresión 3.15 de [1]. Su coste total es de **2,090.59€**

El número de horas de mano de obra se ha estimado en 2h/m<sup>2</sup> de habitación, obteniéndose un total de 3360 horas, lo que supone un coste total de **168,000.00€**

#### 4.6. Equipos de navegación y comunicaciones

Dicha partida se descompone en dos subapartados:

- **Equipos de navegación.** Incluye los costes de los siguientes equipos: compás magnético, compás giroscópico, piloto automático, radar, radiogoniómetro, receptor de cartas, corredera, sonda, navegación por satélite y equipos auxiliares. Su coste se ha estimado en **400,000.00€**
- **Equipos de comunicaciones externas e internas.** En el apartado de comunicaciones externas se incluyen los costes de telegrafía, telefonía y del sistema de comunicación por satélite. Se estima un coste de estos equipos de **100,000.00 €**. Los equipos de comunicaciones internas se han estimado en **40,000.00 €**.

El coste de las horas de mano de obra se ha estimado en **60,000.00€**.

#### 4.7. Medios contraincendios convencionales

Para el cálculo de esta partida se va a seguir la expresión 3.18 de [1] que es función de las características físicas de la cámara de máquinas. Evaluando dicha expresión tenemos un coste de estos equipos de **130,374.53 €**. Para evaluar la carga de trabajo se establecen 5.5 horas por metro de eslora del buque, lo que implica un número total de horas de 1204.5, que suponen un coste de **60,225.00€**.

#### 4.8. Instalación eléctrica

Para el cálculo de esta partida se va a seguir la expresión 3.28 de [1] que es función de la potencia eléctrica total instalada a bordo. En dicho coste se incluyen los cuadros de distribución, baterías, transformadores y cableado. Dicho coste asciende a **224,036.10 €**. El número de horas de mano de trabajo se evalúa siguiendo la expresión 3.149 de [1] obteniéndose un total de 24240 horas. Esto supone un coste total de **1,212,000.00 €**.

#### 4.9. Tuberías

Para el cálculo de esta partida se va a seguir la expresión 3.29 de [1] que es función de la geometría de la cámara de máquinas, de la eslora del buque, de la potencia instalada y del volumen de carga.. En dicho coste se incluyen el coste total de las tuberías y los conductos. Dicho coste asciende a **995,220.75 €**. El número de horas de mano de obra se evalúa siguiendo la expresión 3.150 de [1] obteniéndose un total de 23824 horas. Esto supone un coste total de **1,191,242.24 €**.

#### 4.10. Accesorios de equipo, armamento e instalaciones.

En esta partida hay que evaluar diferentes equipos y accesorios. Para su evaluación económica se siguen diferentes expresiones de [1]. Resumimos aquí los costes totales.

<b>Puertas metálicas, ventanas y portillos</b>	12,433.61 €
<b>Escaleras, pasamanos y candeleros</b>	123,536.57 €
<b>Escotillas de acceso, lumbreras y registros</b>	40,904.27 €
<b>Accesorios de fondeo y amarre</b>	37,827.85 €
<b>Botes de servicio y grúas de servicio</b>	134,626.71 €
<b>Escala real y escala de práctico</b>	20,124.89 €
<b>Toldos, fundas y accesorios de estiba de respeto</b>	21,772.65 €

*Tabla 3. Accesorios de equipo, armamento e instalaciones*

El cálculo de número de horas se ha estimado mediante la expresión 3.151 de [1] que es función de las características geométricas del buque así como del número de equipos instalados en cada apartado.

#### 4.11. Resumen de los costes que integran la partida de equipo, armamento e instalaciones

<b>EQUIPO, ARMAMENTO E INSTALACIONES</b>	<b>Coste material</b>	<b>Horas mano de obra</b>	<b>Coste mano de obra</b>	<b>Coste total</b>
<b>Equipo fondeo, amarre y remolque</b>	362,476.70 €	207.5	10,373.63 €	373,057.80 €

<b>Medios de salvamento</b>	73,327.73 €	750.0	37,500.00 €	111,577.73 €
<b>Habilitación de alojamientos</b>	403,880.13 €	23520.0	1,176,000.00 €	1,603,400.13 €
<b>Equipos de fonda y hotel</b>	58,251.82 €	2760.0	138,000.00 €	199,011.82 €
<b>Acondicionamiento de alojamientos</b>	119,690.59 €	3360.0	168,000.00 €	291,050.59 €
<b>Navegación y comunicaciones</b>	540,000.00 €	1200.0	60,000.00 €	601,200.00 €
<b>Medios contra incendios convencionales</b>	130,374.53 €	1204.5	60,225.00 €	191,804.03 €
<b>Instalación eléctrica</b>	224,036.10 €	24240.0	1,212,000.00 €	1,460,276.10 €
<b>Tuberías</b>	995,220.75 €	23824.8	1,191,242.23 €	2,210,287.83 €
<b>Accesorios</b>	391,226.56 €	26476.5	1,323,826.65 €	1,741,529.74 €
<b>TOTAL EQUIPO, ARMAMENTO E INSTALACIONES</b>	<b>3,298,484.90 €</b>	<b>107543.4</b>	<b>5,377,167.51 €</b>	<b>1,741,529.74 €</b>

*Tabla 4. Equipo, armamento e instalaciones.*

## 5. Maquinaria auxiliar de cubierta

### 5.1. Servomotor

Con las expresiones facilitadas por [1] para el cálculo del servomotor se estima un coste del servomotor de **220,000.00€**. El número de horas de mano de obra se ha estimado según la expresión 3.152 de [1], función exclusiva de la eslora del buque. Evaluando dicha expresión obtenemos un resultado de 1198 horas de mano de obra lo que supone un coste de **59,948.73 €**.

### 5.2. Equipo de fondeo y amarre

Esta partida se descompone en dos subapartados:

- **Molinete.** El coste total del molinete asciende a **160,000.00€**
- **Chigres de maniobra y sus equipos de accionamiento.** Cuyo coste es función de la potencia del equipo y asciende a un total de **216,634.93 €**.

Las horas de mano de obra de los trabajos de instalación del equipo de fondeo y amarre en cubierta, se pueden calcular de forma aproximada con ayuda de la expresión 3.153 de [1], obteniendo un total de 3000.3 horas, lo que supone un coste de **150,015.00€**.

### 5.3. Resumen de los costes que integran la partida de maquinaria auxiliar de cubierta

MAQUINARIA AUXILIAR DE CUBIERTA	Coste material	Horas mano de obra	Coste mano de obra	Coste total
Equipo de gobierno	220,000.00 €	1199.0	59,948.73 €	281,147.71 €
Equipo de fondeo y amarre	376,634.93 €	3000.3	150,015.00 €	529,650.23 €
<b>TOTAL MAQUINARIA AUXILIAR DE CUBIERTA</b>	<b>596,634.93 €</b>	<b>4199.3</b>	<b>209,963.73 €</b>	<b>810,797.94 €</b>

Tabla 5. Maquinaria auxiliar de cubierta

## 6. Instalación propulsora

### 6.1. Maquinaria propulsora principal

El coste aproximado del motor de la casa MAN que se ha dispuesto en nuestro buque es de **3,500,000.00€**. Dicho coste supone alrededor del 10% del coste total del buque, dato que es muy habitual en este tipo de buques.

El número de horas de mano de obra necesarias para la instalación de dicho motor principal se ha estimado según la expresión 3.154 de [1], que es función de la potencia. Evaluando dicha expresión se obtienen 4132.2 horas de mano de obra, lo que suponen **206,612.31€**.

### 6.2. Línea de ejes

En este apartado se incluyen diferentes componentes necesarios para el funcionamiento de la línea de ejes. Todos los costes mostrados a continuación vienen dados por expresiones empíricas de [1].

- **Acoplamiento elástico.** Coste **119,901.91€**
- **Ejes y chumaceras.** Coste **35,339.51 €**
- **Bocina y cierres.** Coste **16,271.61 €**

Las horas de mano de obra se pueden calcular con ayuda de la expresión 3.155 de [1]. Evaluada dicha expresión obtenemos 1344 horas de mano de obra, lo que suponen un coste de **67,200.00 €**

### 6.3. Hélice propulsora

El coste de la hélice propulsora instalada en nuestro buque se ha estimado con ayuda de [1] en **180,000.00€**.

El número de horas de mano de obra se puede calcular de acuerdo a la expresión 3.156 de [1]. Evaluada dicha expresión obtenemos 273.6 horas de mano de obra, lo que supone un coste de **13,680.00€**

### 6.4. Resumen de los costes que integran la partida de la instalación propulsora

INSTALACIÓN PROPULSORA	Coste material	Horas mano de obra	Coste mano de obra	Coste total
Motor propulsor	3,500,000.00 €	4132.2	206,612.31 €	3,710,744.56 €
Línea de ejes	171,513.04 €	1344.0	67,200.00 €	240,057.04 €
Hélice propulsora	180,000.00 €	273.6	13,680.00 €	193,953.60 €
<b>TOTAL INSTALACIÓN PROPULSORA</b>	<b>3,851,513.04 €</b>	<b>5749.8</b>	<b>287,492.31 €</b>	<b>4,144,755.20 €</b>

Tabla 6. Instalación propulsora.

## 7. Maquinaria auxiliar.

En esta partida se incluyen todos los equipos descritos en cuadernillos anteriores, necesarios para el funcionamiento del buque. Entre los más importantes se encuentran los generadores eléctricos.

Todos los costes de los equipos aquí mostrados han sido calculados a través de expresiones empíricas de [1]. En la tabla 7 se muestran tanto los costes de cada uno de los subapartados, así como la carga de horas de trabajo y el coste de dichas horas.

- **Grupos electrógenos.** La expresión 3.50 de [1] evalúa el coste de dichos equipos en función del número de cilindros, su diámetro, la potencia y las revoluciones. El número de horas de mano de obra viene evaluado por la expresión 3.157 de [1] y están en función de la potencia eléctrica total.
- **Equipos de circulación, refrigeración y lubricación.** La expresión 3.54 de [1] evalúa el coste de dichos equipos en función de la potencia del motor principal. El número de horas de mano de obra viene evaluado por la expresión 3.158 de [1] y están en función de la potencia del motor principal.
- **Equipos generadores de vapor.** La expresión 3.55 de [1] evalúa el coste de dichos equipos en función del número de calderetas y de la producción de vapor. El número de horas de mano de obra viene evaluado por la expresión 3.159 de [1] y están en función del número de calderetas y de la producción de vapor
- **Equipo de arranque de motores.** La expresión 3.56 de [1] evalúa el coste de dichos equipos en función del número de compresores y del caudal suministrado por los mismos. El número de horas de mano de obra viene evaluado por la expresión 3.160 de [1] y están en función del número de compresores y del caudal suministrado por los mismos.
- **Equipos de manejo de combustible.** La expresión 3.57 de [1] evalúa el coste de dichos equipos en función del número de bombas de trasiego de combustible y aceite y del caudal de cada una de las bombas. El número de horas de mano de obra viene evaluado por la expresión 3.161 de [1] y están en función de la potencia del motor principal.
- **Equipos de purificación.** En esta partida se incluyen los equipos de purificación de aceite y combustible, junto con sus calentadores (expresión 3.58 de [1]); los equipos de manejo de lodos, trasiegos y derrames; el equipo de tratamiento de aditivos para limpieza (expresión 3.60 de [1]); y el equipo de mezcla de combustible. Las horas de mano de obra necesarias para la instalación de estos equipos de purificación se estiman con la expresión 3.162 de [1], que es función de la potencia del motor principal y del número de estos equipos.

- **Equipos auxiliares de casco.** En esta partida se incluyen las bombas contraincendios, de lastre, de servicios generales y de sentinas. El coste de dichos equipos se ha estimado con ayuda de la expresión 3.61 de [1]. El número de horas de mano de obra necesarias para la instalación de estos equipos puede obtenerse mediante la expresión 3.163 de [1].
- **Equipos sanitarios.** En esta partida se incluyen los generadores de agua dulce (evaluados con 3.63 de [1]), los grupos hidrófobos (evaluados con 3.64 de [1]), planta de tratamiento de aguas residuales (evaluados con 3.65 de [1]), incinerador de residuos sólidos (evaluado con 3.66 de [1]). El número de horas de mano de obra necesarias para la instalación de estos equipos puede obtenerse mediante la expresión 3.164 de [1].
- **Equipos varios.** En esta partida se incluyen los ventiladores de la cámara de máquinas (evaluados con 3.67 de [1]), los equipos de desmontaje (evaluados con 3.68 de [1]) y el taller de máquinas. El número de horas de mano de obra necesarias para la instalación de estos equipos puede obtenerse mediante la expresión 3.165 de [1].

MAQUINARIA AUXILIAR	Coste material	Horas mano de obra	Coste mano de obra	Coste total
Grupos electrógenos	279,209.81 €	1885.5	94,274.80 €	375,370.10 €
Refrigeración y lubricación	60,582.02 €	1742.0	87,100.00 €	149,424.02 €
Equipos generadores de vapor	112,430.00 €	2132.0	106,600.00 €	221,162.00 €
Arranque de motores	42,070.00 €	1804.0	90,200.00 €	134,074.00 €
Manejo de combustible	21,793.90 €	2268.0	113,400.00 €	137,461.90 €
Equipos de purificación	426,785.00 €	4720.0	236,000.00 €	667,505.00 €
Equipos auxiliares de casco	205,389.00 €	8650.0	432,500.00 €	646,539.00 €
Equipos sanitarios	75,698.14 €	1893.0	94,650.00 €	172,241.14 €
Equipos varios	113,784.25 €	992.0	49,600.00 €	164,376.25 €
<b>TOTAL MAQUINARIA AUXILIAR</b>	<b>1,337,742.11 €</b>	<b>26086.5</b>	<b>1,304,324.80 €</b>	<b>2,668,153.41 €</b>

Tabla 7. Maquinaria auxiliar

## 8. Cargos y respetos

### 8.1. Cargos y respetos no reglamentarios

Los costes derivados de los cargos y respetos reglamentarios se suelen incluir en los correspondientes equipos, por lo que no cabe considerarlos. Sin embargo, los costes de los cargos y respetos no reglamentarios se han estimado con un coste aproximado de **30,000.00€**.

### 8.2. Respetos especiales

El coste de dichos respetos especiales se puede calcular a través de la expresión 3.70 de [1]. Dicha expresión nos aporta el coste en función de la potencia del motor principal. Dicho coste ha sido evaluado en **40,388.01 €**.

El número de horas de mano de obra a considerar en esta partida completa se ha estimado según la expresión 3.166 de [1], que es función de la potencia del motor y de la eslora del buque. Evaluando dicha expresión se obtienen 851.2 horas, lo que supone un coste en mano de obra de **42,561.23 €**

### 8.3. Resumen de los costes que integran la partida de cargos y respetos

CARGOS Y RESPETOS	Coste material	Horas mano de obra	Coste mano de obra	Coste total
Cargos y respetos no reglamentarios	30,000.00 €	851.2	42,561.23 €	30,000.00 €
Cargos y respetos especiales	40,388.01 €			82,949.24 €
<b>TOTAL CARGOS Y RESPETOS</b>	<b>70,388.01 €</b>	<b>851.2</b>	<b>42,561.23 €</b>	<b>112,949.24 €</b>

Tabla 8. Cargos y respetos



## 9. Instalaciones especiales

### 9.1. Equipos especiales de servicio de la carga

#### 9.1.1. Equipos para el manejo de líquidos

En esta partida se incluyen varios subapartados:

- **Bombas centrífugas de descarga.** Coste evaluado a través de la expresión 3.82 de [1]. Número de horas de mano de obra evaluado a través de la expresión 3.173 de [1].

<b>Bombas centrífugas de descarga</b>	143,378.26 €
<b>Sistema de cebado</b>	74,527.49 €
<b>Horas mano de obra</b>	1016.4
<b>Coste mano de obra</b>	50,820.00 €

- **Bombas y eyectores de achique o agotamiento.** Coste evaluado a través de la expresión 3.87 de [1]. Número de horas de mano de obra evaluado siguiendo [1].

<b>Bombas y eyectores de achique o agotamiento</b>	32,017.00 €
<b>Horas mano de obra</b>	420.0
<b>Coste mano de obra</b>	21,000.00 €

#### 9.1.2. Equipos de acondicionamiento y limpieza de espacios de carga.

El coste de dichos equipos viene evaluado a través de la expresión 3.89 de [1]. El número de horas de mano de obra correspondiente a la instalación de las máquinas de limpieza se estima con la expresión 3.174 de [1].

<b>Equipos de acondicionamiento y limpieza de espacios de carga</b>	41,110.71 €
<b>Horas mano de obra</b>	1384.9
<b>Coste mano de obra</b>	69,244.21 €

#### 9.1.3. Tubería y valvulería de carga

Según [1] en este tipo de buques este coste puede evaluarse como la tercera parte del coste de las bombas de descarga, bombas de lavado de tanques y bombas de agotamiento.

En cuanto al coste de la mano de obra de esta partida se estima como el 17% del coste total descrito en el párrafo anterior.

<b>Tubería y valvulería de carga</b>	58,465.09 €
<b>Horas mano de obra</b>	198.8
<b>Coste mano de obra</b>	9,939.06 €

#### 9.1.4. Instalaciones eléctricas especiales, instrumentación y control

Según [1] en este tipo de buques este coste puede evaluarse como la quinta parte del coste de las bombas de descarga, bombas de lavado de tanques y bombas de agotamiento.

En cuanto al coste de la mano de obra de esta partida se estima como el 7.5% del coste total descrito en el párrafo anterior.

<b>Instalaciones eléctricas especiales, instrumentación y control</b>	35,079.05 €
<b>Horas mano de obra</b>	52.6
<b>Coste mano de obra</b>	2,630.93 €

#### 9.2. Instalaciones y equipos de automatización, telecontrol y alarma.

En esta partida se engloban los costes de los equipos instalados en la cabina y en los puestos de control. No existen costes de instalación o de mano de obra puesto que son equipos de entrega de llave en mano donde el precio de los equipos incluye su instalación. Se ha estimado su coste en **222,768.26 €**

#### 9.3. Instalaciones y equipos especiales contraincendios

El coste de esta partida engloba diferentes apartados.

- **Instalaciones contraincendios de carácter estructural.** Evaluado a través de la expresión 3.109 de [1], estando en función esta de la superficie de la habilitación. Las horas de mano de obra se estiman con la expresión 3.188 de [1].

<b>Instalaciones y equipos especiales contraincendios</b>	13,382.14 €
<b>Horas mano de obra</b>	1672
<b>Coste mano de obra</b>	83,600.00 €

- **Instalaciones fijas de contraincendios en cubierta.** Evaluado a través de la expresión 3.111 de [1], estando en función esta de la superficie la cubierta. Las horas de mano de obra se estiman con la expresión 3.190 de [1].

<b>Instalaciones fijas de contraincendios en cubierta</b>	99,096.04 €
<b>Horas mano de obra</b>	4714.2
<b>Coste mano de obra</b>	235,710.54 €

- **Instalaciones rociadoras de agua.** Evaluado a través de la expresión 3.112 de [1], estando en función esta de la superficie de la habilitación. Las horas de mano de obra se estiman con la expresión 3.191 de [1].

<b>Instalaciones rociadoras de agua</b>	6,714.51 €
<b>Horas mano de obra</b>	588.0

<b>Coste mano de obra</b>	<b>29,400.00 €</b>
---------------------------	--------------------

- **Equipos detectores de incendios en la cámara de máquinas.** Evaluado a través de la expresión 3.114 de [1], estando en función esta de la geometría de la cámara de máquinas. Las horas de mano de obra se estiman con la expresión 3.193 de [1].

<b>Equipos detectores de incendios en la CCMM</b>	<b>22,042.00 €</b>
<b>Horas mano de obra</b>	<b>885.2</b>
<b>Coste mano de obra</b>	<b>44,260.08 €</b>

#### 9.4. Instalaciones y equipos especiales de seguridad

El coste de esta partida engloba diferentes apartados.

- **Equipos de protección del personal.** Evaluado a través de la expresión 3.115 de [1], estando en función esta del número máximo de personas a bordo. Su coste es de **13,751.71 €**
- **Equipo de detección de gases.** Evaluado a través de la expresión 3.116 de [1], estando en función de la geometría de la cámara de máquinas y de la superficie de la habilitación. Su coste es de **48,080.97 €**
- **Planta de gas inerte.** Evaluado a través de la expresión 3.117 de [1], estando en función de la geometría de la cámara de máquinas. Su coste se estima en **123,000.00 €**

El coste de la mano de obra viene dado únicamente por la instalación de la planta de gas inerte, puesto que en el resto de equipos su coste conlleva la instalación de los equipos.

### 9.5. Resumen de los costes que integran la partida de instalaciones especiales.

INSTALACIONES ESPECIALES	Coste material	Horas mano de obra	Coste mano de obra	Coste total
Equipos para el manejo de líquidos	249,922.75 €	1436.4	71,820.00 €	323,179.15 €
Máquinas de limpieza fijas	41,110.71 €	1384.9	69,244.21 €	111,739.80 €
Tubería y valvulería de descarga	58,465.09 €	198.8	9,939.06 €	68,602.93 €
Instalaciones eléctricas especiales, instrumentación y control	35,079.05 €	52.6	2,630.93 €	37,762.60 €
Automatización, telecontrol y alarma	222,768.26 €	-	- €	222,768.26 €
Instalaciones especiales contra incendios	203,067.37 €	7859.4	392,970.62 €	603,897.40 €
Planta de gas inerte	123,000.00 €	2000.0	100,000.00 €	225,000.00 €
<b>TOTAL INSTALACIONES ESPECIALES</b>	<b>933,413.22 €</b>	<b>12932.1</b>	<b>646,604.82 €</b>	<b>1,592,950.14 €</b>

Tabla 9. Instalaciones especiales

## 10. Costes totales del buque proyecto

Analizando todas las partidas antes mencionadas, incluyendo el beneficio del astillero (estimado en un 6 %) e incluyendo el I.V.A. que existe actualmente en España (18%) el coste del buque total es el mostrado en la tabla 10.

COSTES DEL BUQUE PROYECTO	COSTE TOTAL
Costes varios del astillero	1,010,000.00 €
Estructura	22,011,262.44 €
Equipo, Armamento e Instalaciones	1,741,529.74 €
Maquinaria auxiliar de cubierta	810,797.94 €
Instalación propulsora	4,144,755.20 €
Maquinaria auxiliar	2,668,153.41 €
Cargos y respetos	112,949.24 €
Instalaciones especiales	1,592,950.14 €
<b>COSTE DE CONSTRUCCIÓN DEL BUQUE</b>	<b>34,092,398.11 €</b>
Beneficio del astillero	2,045,543.89 €
Precio de mercado del buque (sin I.V.A.)	36,137,941.99 €
<b>PRECIO DE MERCADO DEL BUQUE (18% I.V.A.)</b>	<b>42,642,771.55 €</b>

Tabla 10. Coste total del buque

### 10.1. Comentarios sobre el coste total del buque.

Según un estudio publicado en [2] el coste en 2008 de un buque petrolero panamax está en torno a 63-65 M\$. Nuestro buque al cambio actual se sitúa en 60.9 M\$. Es decir nuestro buque es algo más barato que el precio que se marcaba como estándar en 2008 para este tipo de buques.

Analizando este aspecto creemos que lo más reseñable en esta bajada de precio es la baja potencia del motor principal, que hace que éste no sea una partida muy cara (en otros petroleros el motor alcanza hasta un 15% del valor total del buque, mientras que en el nuestro no llega al 10%). Además de ello el beneficio que se ha establecido al astillero no ha sido tan alto como en otras épocas podría haber sido.

Por ello, y en la situación actual, creemos que el buque se encuentra en los márgenes del mercado en cuanto a su precio se refiere.

## 11. Financiación

La financiación de un buque depende de distintos factores. En este apartado se expone un posible modelo de financiación, con la normativa actualmente en vigor y lo más realista posible.

Dadas las características particulares de un buque como bien inmueble y debido a los riesgos que implica el negocio naviero, la entidad financiera que proporciona el crédito al armador, no asume el 100% del coste del buque. El pago del mismo se suele desglosar de la siguiente manera:

- El armador aporta el 20% con fondos privados
- El resto, el 80%, con financiación externa

Dentro de estos créditos existen dos opciones:

- Crédito subsidiario:

Armadores	Nacionales y comunitarios
Principal máximo crédito	80%
Interés mínimo	8%
Plazo máximo	12 o 14 años
Años de carencia	Hasta 2 años

- Crédito con garantía estatal (OCDE):

Armadores	Exportación y nacionales
Principal máximo crédito	80%
Interés mínimo	CIRR de la moneda
Plazo máximo	8.5 años
Años de carencia	Ninguna

Un ejemplo de las garantías que puede encontrar el armador es el que exponemos como el modelo de financiación de este buque. Se podría llegar hasta un 55 % de garantía hipotecaria naval en España (se permite hasta el 60%) que vendría avalada por los propios contratos de fletamento o arrendamiento de que disponga el armador. Además se considerará que el armador dispone de un contrato de transporte de crudo, por 10 años de duración que según la entidad financiera puede cubrir hasta un 15% el valor del buque. El resto, el 10%, se conseguiría mediante un aval estatal en condiciones de "Pure Cover". La UE permite hasta un máximo de aval de un 27% a cualquier miembro de la UE. Con ello se recoge en la tabla 11 como quedaría el modelo de financiación del buque proyecto.

PARTIDAS DEL PRESUPUESTO		%	€
Garantías	Desembolso inicial del armador	20	8,528,554.31 €
	Crédito bancario	80	34,114,217.24 €
	Hipoteca naval	55	23,453,524.35 €
	Contrato de transporte	15	6,396,415.73 €
	Aval estatal	10	4,264,277.16 €
TOTAL			42,642,771.55 €

Tabla 11. Modelo de financiación.

## **Bibliografía**

- Ref. [1] “Apuntes de proyectos VOL I” D. Jaime Torroja Menéndez
- Ref. [2] Revista del COIN, “Ingeniería Naval”
- Ref. [3] Presentaciones de clase de proyectos, D. José Luis García Garcés.



## Índice de tablas

Tabla 1.	Costes varios del astillero
Tabla 2.	Costes estructura.
Tabla 3.	Accesorios de equipo, armamento e instalaciones
Tabla 4.	Costes equipo, armamento e instalaciones
Tabla 5.	Costes maquinaria auxiliar de cubierta
Tabla 6.	Costes instalación propulsora
Tabla 7.	Coste maquinaria auxiliar
Tabla 8.	Coste cargos y respetos
Tabla 9.	Coste instalaciones especiales
Tabla 10.	Coste total del buque proyecto
Tabla 11.	Modelo de financiación.

# Cuadernillo 14.

## Medidas especiales de ahorro energético y medioambientales

---

Petrolero de crudo Panamax 65000TPM



Pablo Ceña Martínez  
Alberto Torres Benayas

Tutor: Don Ignacio Díez de Ulzurrun

Proyecto Final de Carrera número: 091

## Índice

1. Introducción .....	3
2. Paneles solares .....	4
3. SkySails .....	8
4. Transporte de crudo en contenedores .....	9
4.1. Descripción del sistema.....	9
4.2. Soluciones aportadas por el uso de materiales compuestos.....	10
4.2.1. Fácil construcción y reparación .....	10
4.2.2. Anticorrosivo .....	10
4.2.3. Aislante térmico .....	10
4.3. Posibilidad dentro de la legislación.....	11
4.4. Estudio de materiales a utilizar .....	11
 Bibliografía.....	 13
Índice de figuras .....	14

## 1. Introducción

En este proyecto fin de carrera se quiso desde el principio hacer unas consideraciones de una forma muy genérica al ahorro de energía. El precio del petróleo está aumentando de forma casi exponencial. Estudios de la sociedad de clasificación Germanischer Lloyd revelan que se espera que el precio de combustible naval pueda llegar a doblarse hasta los 1000\$ por tonelada en los próximos 10 años. Es por ello que se debe actuar desde el diseño en una posible reducción del consumo de combustible. Desde nuestro proyecto optamos desde un principio por una reducción de la velocidad considerable, 12 nudos, pero se puede pensar que es sólo un proyecto preliminar. Sin embargo compañías como MAERSK están reduciendo la velocidad de toda su flota, así por ejemplo portacontenedores diseñados a 27 nudos están navegando actualmente a 20 nudos aproximadamente, para reducir en todo lo posible el coste de combustible.

Para ello hemos pensado en dos energías alternativas que se pueden instalar de alguna forma a bordo y por lo tanto aprovecharlas. La primera es la energía solar. En un petrolero la cubierta principal suele ser muy grande y tener bastante espacio desaprovechado. Es por ello que ese espacio es ideal para la colocación de paneles solares que capten la energía solar y permitan una reducción de la utilización de los generadores eléctricos, y por lo tanto de su consumo de combustible. La segunda energía aprovechable en la mar es el viento. Dicha energía podría ser aprovechable actualmente de varias formas. En un principio pensamos en la instalación de una vela rígida que permitiese aprovechar el viento como ayuda a la propulsión. Sin embargo, e investigando, creemos que lo más óptimo es la utilización de unas cometas de patente alemana denominadas SKYSAILS®, que se describirán posteriormente en el apartado tercero.

Por último incluiremos un informe realizado para la asignatura optativa de esta carrera de *Selección de materiales* en la que se describe un posible sistema de transporte de petróleo en contenedores con flotabilidad propia. Con ello lo que se busca principalmente es que estos productos puedan ser transportados en cualquier portacontenedor, que en caso de accidente no se derrame todo el petróleo o el producto derivado que transporte y su facilidad constructiva así como la facilidad de explotación.

Se quiere volver a señalar que los datos mostrados aquí son aproximados, y sólo se quiere dar una idea del posible ahorro de este tipo de sistemas en un buque como el nuestro. Para hacer un estudio mucho más serio haría falta hacer un estudio sobre la ruta a seguir y las condiciones medioambientales en esa ruta (en nuestro caso la ruta no está definida), un estudio sobre el sistema instalado y el sobrecoste inicial y de explotación de dicho sistema y un rediseño del buque para aplicar estos sistemas de la forma más efectiva posible. En este proyecto se van a explicar los datos que se obtendrían de una forma muy genérica. En la segunda vuelta de proyecto se podrían evaluar dichos datos y analizar la posible, o no, instalación de dichos sistemas.

## 2. Paneles solares

Existen dos formas de aprovechamiento de la energía solar. La primera forma es utilizar la energía solar para calentar un fluido y que este se comporte como un fluido térmico que caliente otro sistema o bien que alimente una turbina, u otro sistema, y que esta genere electricidad. Dichos paneles son conocidos como paneles térmicos. La segunda forma de aprovechamiento solar, y la que se utilizará aquí, es la transformación de la energía solar en energía eléctrica, lo que se conoce como efecto fotovoltaico. Estos paneles son conocidos como paneles fotovoltaicos.

Dentro de los paneles fotovoltaicos tenemos varios tipos según sea la composición de las células de silicio. Los primeros tipos son las placas fotovoltaicas cristalinas en las que el silicio ha cristalizado. Pueden ser de tipo monocristalina, un único cristal de silicio, o policristalinas. El segundo tipo son las placas amorfas en las que el silicio no se ha cristalizado. Las de tipo cristalino tienen mayor rendimiento, peso y coste, mientras que las amorfas son más ligeras y más baratas pero con mucho menor rendimiento (además de mucho menor rendimiento teórico). En este caso vamos a optar por paneles solares fotovoltaicos policristalinos.

Para la comparación de los paneles solares vamos a basarnos exclusivamente en su rendimiento, sin optar por paneles que estén todavía en proceso de estudio si no que escogeremos un panel que esté en el mercado y haya sido probado fuera de laboratorio. Este punto es muy importante recalcarlo debido a que los rendimientos teóricos que se han llegado a alcanzar en ambientes de laboratorio han sido de hasta casi un 50%. Esto es debido al control muy exhaustivo de la humedad, de la atmósfera (muchos se ensayan en vacío (air mass zero AM0), radiación uniforme, limpieza, etc. Sin embargo todos los fabricantes de paneles han de suministrar la información conocida como potencia pico que es la potencia que dan los paneles en un laboratorio cuando se les irradia con  $1000 \text{ W/m}^2$  a  $25^\circ \text{C}$ . Dicha potencia es la que nos da el fabricante que no se debe confundir con el rendimiento puesto que el tamaño del panel es condicionante.

Para el cálculo de la energía eléctrica que nos aportan los paneles solares fotovoltaicos necesitamos datos de radiación solar en la ruta establecida. Al no tener una ruta establecida que siga el buque hemos decidido optar por poner la energía que nos suministrarían los paneles de estar el buque en el Canal de Panamá de forma continua, ya que por dicho Canal el buque sí que va a pasar en la mayoría de sus rutas (en principio en todas al ser un diseño propio para la travesía por el Canal). Los datos de radiación solar vienen en función de la hora del día a la que estemos tomando la medida, es decir de la posición del sol. Por ello, y como los paneles se ensayan con una radiación de  $1000 \text{ W/m}^2$ , toda la radiación producida en el día se simplifica a cuantas horas se produce en el día una radiación de  $1000 \text{ W/m}^2$ , y a este número de horas es a lo que denominamos horas solares pico (HSP), como se muestra en la figura 1.

Con ello el cálculo de la energía solar generada por los paneles viene dada por la expresión siguiente:

$$\text{Energía (kWh)} = \text{HSP} \cdot n_{\text{paneles}}^{\circ} \cdot P_{\text{paneles}} \cdot \eta_{\text{sistema}}$$

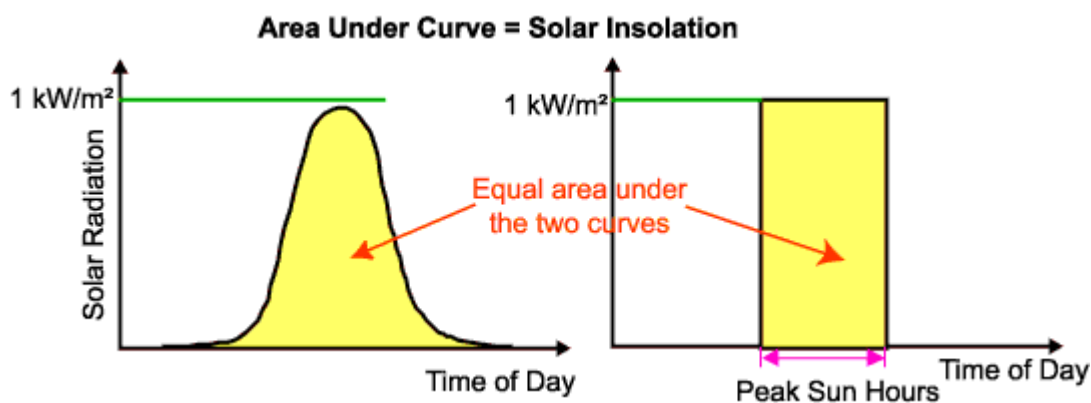


Figura 1. Horas solares pico (Peak Sun Hours)

El número de paneles vendrá determinado por la superficie que podamos usar. En nuestro caso la cubierta principal tiene una superficie total de 6500 m<sup>2</sup>. Sin embargo no toda la superficie es útil puesto que llevamos toda la tubería, está el castillo de proa, el espacio para las balsas, etc. Por ello estimamos una superficie útil para los paneles solares de 2500 m<sup>2</sup>, puesto que estos paneles no pueden interferir en las tareas habituales a realizar en cubierta.

El rendimiento del sistema, como es el cableado, los transformadores, los inversores y el resto de componentes electrónicos por los que debe pasar la energía resultante de los paneles hasta que esta se pueda consumir, se estima en un 65%, recomendado este valor por diferentes instaladores y expertos. Por lo tanto en un ambiente marino las pérdidas de energía en el sistema se pueden estimar en un 35%.

Para determinar el número de paneles debemos elegir un panel solar que soporte el ambiente marino. Para ello, y en la actualidad, casi cualquier fabricante hace las pruebas pertinentes para cerciorarse de que se pueden usar en dicho ambiente. En el caso de este proyecto el panel utilizado es de la casa Canadian Solar y el panel es el CSP-200, cuya potencia pico es de 200 W, cuyo rendimiento es cercano al 13% y cuyo peso es de 18.5 kg por panel. Hemos optado por este panel por recomendaciones de usuarios, y aunque el rendimiento sea algo bajo para la tecnología existente hoy en día el fabricante otorga 25 años de garantía en cualquier ambiente por lo que optamos por fiabilidad en vez de mayores rendimientos o tecnologías muy nuevas que estén poco maduras. Independientemente de ello todos los cálculos son lineales, por lo que si se quisiese optar por un panel de mejores características los cálculos serían inmediatos. Las dimensiones de dicho panel se muestran la figura 2, dándonos una superficie de 1.617 m<sup>2</sup>, lo que supone que en la superficie estimada podrían entrar 1545 paneles, que los reduciremos a 1500 paneles puesto que hay que dejar huecos entre ellos para cableado propio del sistema, lo que supone el incremento en peso de 27.75 toneladas en cubierta, sin contar con cableado.

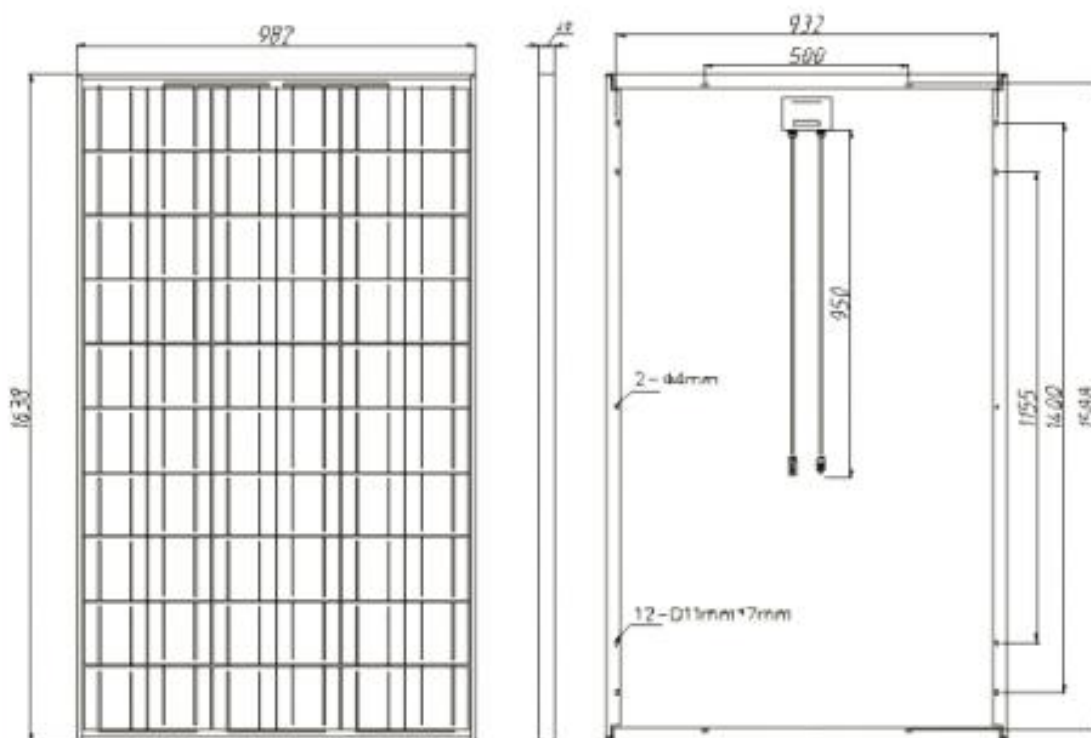


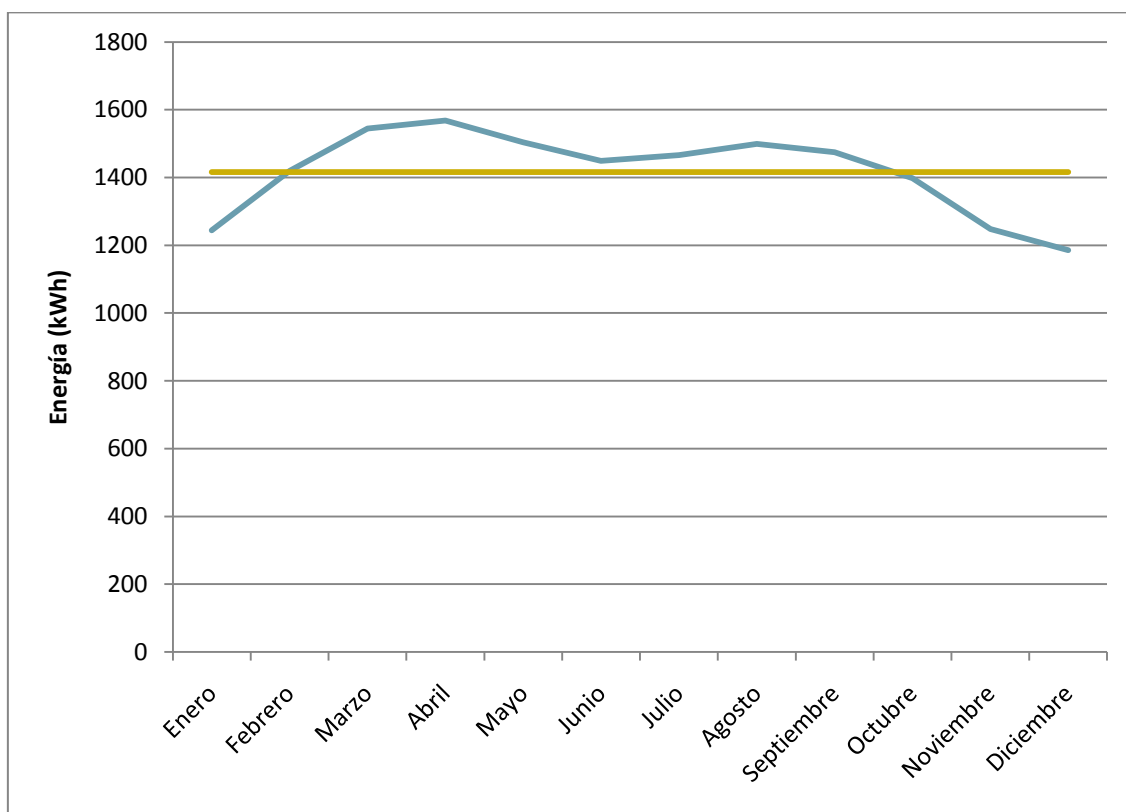
Figura 2. Panel solar Canadian Solar CSP-200

La radiación solar en el Canal de Panamá se ha estimado con fórmulas en función de la longitud y latitud del Canal. Con dichas fórmulas obtenemos las siguientes horas pico:

	HSP	HSPóptima
<b>Enero</b>	6.38	7.11
<b>Febrero</b>	7.28	7.83
<b>Marzo</b>	7.92	8.11
<b>Abril</b>	8.04	7.84
<b>Mayo</b>	7.71	7.23
<b>Junio</b>	7.43	6.85
<b>Julio</b>	7.52	7.00
<b>Agosto</b>	7.69	7.39
<b>Septiembre</b>	7.56	7.59
<b>Octubre</b>	7.17	7.56
<b>Noviembre</b>	6.40	7.05
<b>Diciembre</b>	6.08	6.84
<b>Anual</b>	<b>7.26</b>	<b>7.36</b>

La segunda columna muestra las horas solares pico óptimas, es decir si la inclinación del panel en cada momento fuese la más óptima. En nuestro caso se opta por poner una inclinación de 0º puesto que en el equilibrio el panel estará apoyado en cubierta y esta se encontrará a 0º.

Teniendo todos los datos podemos obtener la energía aportada por los paneles solares en nuestro buque. Dicha energía se muestra en la figura 3 en forma de gráfica, donde la línea recta representa la energía media ahorrada en el año, que es 1415.7 kWh por día.



*Figura 3. Energía ahorrada por los paneles solares en el Canal de Panamá*

Es decir, que en navegación tenemos un consumo medio (calculado en el cuadernillo 9) de 546.6 kW, lo que significa que con la energía aportada por los paneles solares podríamos abastecer eléctricamente al buque durante 2.6 horas sin tener que tener encendido ningún generador.

Para la explotación real de esta energía existen dos posibilidades. La primera posibilidad es almacenar la energía en baterías y consumir directamente de ellas hasta que se descarguen y se vuelva a iniciar el ciclo de descarga. Sólo con esta posibilidad podríamos tener los generadores apagados, puesto que sabríamos exactamente cuanta energía y por cuánto tiempo tendríamos abastecimiento. De esta forma sí que se podría usar el buque sin generadores una media de 2.6 horas diarias. La otra forma es el consumo directo. Esta forma no necesita de baterías puesto que el sistema electrónico directamente aporta la energía de los paneles a la red del buque. Con este método lo que hacemos es descargar un poco a los generadores puesto que parte de la carga eléctrica la aportarían los paneles durante el día.

Si tuviésemos que diseñar el buque con uno de los dos sistemas elegiríamos el segundo puesto que aporta toda la energía desarrollada en los paneles de forma instantánea a la red eléctrica del buque, y no tendríamos que tener un complejo sistema de baterías. El inconveniente de este método es que no podemos disponer de la energía desarrollada por los



paneles en cualquier momento, y nunca podríamos tener los generadores apagados pues se correría el riesgo de quedarse sin suministro eléctrico.

### 3. SkySails

El producto descrito en este apartado y bautizado por sus creadores, el ingeniero industrial Stephan Wrage y el ingeniero naval Thomas Meyer, como SkySails®, es un sistema completamente automático compuesto por tres equipos, una cometa con el sistema de transmisión de fuerza, un sistema de recuperación de la cometa (semejante a una grúa) y el sistema de control para la operación automática de la cometa.

En la actualidad existen dos tipos de cometas, unas preparadas para soportar 8 toneladas de fuerza y otra para soportar 16. Según la información facilitada por la página web del fabricante está en desarrollo una cometa capaz de soportar hasta 32 toneladas y el objetivo final es un sistema capaz de soportar 130 toneladas de fuerza.



*Figura 4. SkySails*

Según los propios fabricantes el sistema puede ayudar con la propulsión del buque haciendo que su consumo anual se vea reducido entre un 10 % y un 35 %. La reducción de este consumo está en función de los vientos que se produzcan en una ruta particular y de las propias características del buque. La ventaja principal de este sistema, en comparación con una vela rígida, es la altura a la que funciona (200-300 m). A dicha altura la velocidad del viento es mucho más constante, mayor y más previsible.

Las mayores desventajas es que se trata de un sistema en desarrollo y por lo tanto todavía se está mejorando la transmisión de la fuerza generada por la cometa, el sistema de recogida de la cometa y el control automático. Además de ello, y del sobre coste inicial al proyecto del buque, se debe tener en cuenta el espacio que ocupa en la proa del buque, así como su peso. A parte de ello al tratarse de un aprovechamiento de la energía eólica se debe tener en cuenta que en este tipo de energías no se puede predecir con exactitud ni con suficiente antelación el viento que se va a tener en una zona. Es por ello que siempre hay que diseñar el resto de los equipos como si no fuésemos a tener ningún tipo de ayuda externa, puesto que si no se corre el riesgo de quedarnos sin abastecimiento. Otro inconveniente de este sistema es que no es posible un almacenamiento energético.

Con vientos favorables, y navegando a 12 nudos, la cometa aporta casi 1000 kW de potencia al buque, que si son transmitidos de forma eficiente suponen un 13 % menos de carga al motor.

Hay que hacer un apunte en estos sistemas eólicos y es que la fuerza aportada por la cometa sirve para reducir la carga del motor propulsor. Su función no es la de aumentar la velocidad del buque si no que a una velocidad determinada la cometa aporte un tanto por ciento que ayude a reducir los consumos del motor principal. Este apunte es la diferencia entre la navegación a vela y navegar con ayuda de una vela (en este caso una cometa).

## 4. Transporte de crudo en contenedores

Como se mencionó en la introducción este apartado responde a un estudio realizado para la asignatura de *Selección de materiales*. Existe una preocupación mundial sobre los derrames de crudo cuando un buque de estas características se hunde. Por ello se ha pensado en un sistema en el que no toda la carga se viese afectada por el hundimiento, si no que fuese mínima la carga afectada.

### 4.1. Descripción del sistema

El sistema consistiría en el transporte de petróleo y sus derivados en tanques interconectados por su parte superior e inferior, de una forma automática. Con ello se consiguen varias cosas. La primera es la reducción de los problemas de sloshing y de superficies libres puesto que todos los tanques quedarían llenos en su totalidad, y el que pudiese no quedar lleno en su totalidad su manga se vería reducida enormemente por lo que la inercia se vería reducida de una manera muy considerable. Otra es que en caso de avería de uno de los contenedores, se pudiese cambiar sin ningún problema. Una tercera ventaja es el transporte modular como tal, puesto que se podría transportar diferentes productos que una vez en puerto se acoplasen a otros sistemas de distribución (vía terrestre) para que siguiesen la ruta establecida tal y como se hace en los portacontenedores. Este último apartado no es el más significativo puesto que el transporte de forma modular de estos productos los encarecería más pero es una posibilidad que hay que dejar abierta.

Sin embargo la principal ventaja viene una vez estudiada las posibles averías del buque. En la actualidad uno de los mayores problemas de los petroleros es la posibilidad de derrame si se produce un accidente, y en caso de hundimiento es muy probable que toda la carga se

derrame. Dichos derrames producen importantes desastres ecológicos de los que el medio ambiente se resiente. Es por ello que se pensó en un sistema en el que en caso de accidente la mayor parte de la carga no se viese afectada. Por ello el sistema elegido son los contenedores interconectados con flotabilidad propia. Imaginemos que en caso de colisión en la parte central del buque. Actualmente con la configuración que dichos barcos tienen sería muy probable el hundimiento de este. Sin embargo con el sistema aquí descrito es cierto que el buque se podría hundir pero los contenedores con la carga quedarían flotando en el mar y sólo se verían afectados aquellos contenedores que hubiesen recibido parcial o totalmente la colisión.

La geometría del contenedor es muy semejante a los actuales, con la particularidad de que en vez de acero, serían materiales compuestos. Entre la cara interna y externa existiría una espuma que nos aportaría la flotabilidad necesaria entre otras cosas (ver siguiente apartado) es lo que se conoce como construcción tipo sándwich. Además de ello tendría una compuerta en la cara superior y otra en la inferior para la carga y descarga de los productos. Para la carga y descarga no existirían problemas puesto que se empezaría la carga desde los contenedores superiores y a través de compuertas el producto iría llenando los contenedores inferiores. Una vez llenados se cerraría la compuerta y los tanques quedarían llenos en su totalidad. Para la descarga el proceso es inverso y se realizaría desde el contenedor inferior.

La selección óptima de los materiales nos ayudará en varios campos descritos en el apartado siguiente.

## **4.2. Soluciones aportadas por el uso de materiales compuestos**

### **4.2.1. Fácil construcción y reparación**

Al estar fabricado con materiales compuestos la construcción será más sencilla, pero en lo que realmente ayudaría el tener la estructura de materiales compuestos es en una posible reparación futura. Si se piensa en un futuro en el que el material haya reducido su espesor y por lo tanto se necesita por ejemplo un par de milímetros más de espesor nos basta con limpiar el tanque y aplicar las capas necesarias para cumplir de nuevo con la norma. Esto no nos es posible con el acero. Además la construcción modular sería un factor muy importante puesto que se puede hacer de forma industrializada reduciendo en gran medida los costes de fabricación, además de poder externalizarlo a trabajos en astillero.

### **4.2.2. Anticorrosivo**

En el mercado existen muchos tipos de resinas para la aplicación con algún tipo de fibra. En principio cada una tiene propiedades específicas de resistencia, módulo de Young, densidad, etc; pero también tienen propiedades de resistencia al ataque químico de diferentes productos o de aislamiento térmico. Por lo tanto para cada producto químico que llevase el petrolero, incluido por supuesto el petróleo, se puede encontrar una resina que aguante los posibles procesos químicos que tengan lugar al entrar en contacto el producto junto con la resina y la fibra que se utilice.

### **4.2.3. Aislante térmico**

El fuel ha de calentarse para disminuir su viscosidad y así ser trasegado fácilmente entre buque y puerto, o entre buque y boya; y viceversa. Este gasto de energía que se produce al

calentar el fuel podría ahorrarse si conseguimos que no fuese necesario calentar el fuel una vez esté este en el tanque. Es decir si para introducir el fuel en el tanque este ha de estar a una temperatura, y durante la travesía podemos conseguir que el fuel no baje su temperatura tanto como lo hace en un barco de acero estaríamos ahorrando una gran cantidad de energía. Teniendo en cuenta la cantidad de fuel que llevan este tipo de buques cualquier ahorro energético podría ser muy considerable.

#### 4.3. Posibilidad dentro de la legislación

En la actualidad casi en exclusiva el único material usado es el acero naval junto con otros aceros, dependiendo de si estamos hablando de un petrolero de crudo, o de petrolero de productos. Respecto al tema de innovación en petroleros la legislación es muy restrictiva. De los informes de la IMO se desprende cierto miedo a aplicar reducciones en peso o en espesores de chapa. Por ello, con la legislación vigente, no sería posible aplicar un nuevo material en este tipo de buques para los tanques. Aún así, si se demostrase que hay otros materiales con propiedades similares o incluso mejores en un futuro la IMO podría cambiar de opinión respecto a este tema y permitir el uso de estos materiales, u otros materiales que estén en proceso de investigación.

Es posible que el transporte modular del petróleo no se produzca en un futuro por diferentes motivos entre los que destaque el económico, pero sí que se podría investigar el uso de otros materiales para los tanques del petrolero. Del estudio realizado en dicha asignatura se desprendió que un revestimiento de los tanques de algún material compuesto podría ser beneficioso por los mismos motivos que los expuestos en el apartado 4.2. Además de dichos motivos el peso en estructura se vería también reducido.

#### 4.4. Estudio de materiales a utilizar

Del estudio realizado en dicha asignatura se buscaron las siguientes propiedades que debía cumplir el posible material a utilizar.

- **Resistencia.**- Aquí incluimos módulo de Young, resistencia a pandeo de placas, y resistencia al impacto, debido al sloshing.
- **Corrosión.**- Como hemos indicado es muy importante que la estructura tenga un desgaste que permita económicamente competir con el acero. Además de ello debe ser anticorrosivo en ambientes marinos y anticorrosivo en productos derivados del petróleo.
- **Transmisión térmica.**- Buscamos un material con baja transmisión térmica, es decir con propiedades aislantes, para, como hemos indicado, poder mantener el calor que tiene el petróleo cuando es trasegado al buque.
- **Densidad.**- Buscamos un material con baja densidad para poder conseguir, a plena carga, una flotabilidad propia que permita mantener a flote los diferentes “contenedores” de los que se compondrá el tanque.
- **Precio.**- Dentro del mercado se busca un material que pueda competir con el acero.

Del estudio realizado con ayuda del programa de ordenador CES se desprende que el material empleado para la estructura de los contenedores, o para un revestimiento de los

tanques, es una fibra de vidrio con resina fenólica. La espuma óptima para el estudio realizado es una espuma fenólica de densidad  $35 \text{ kg/m}^3$ .

## Bibliografía

- Ref. [1] [www.canadian-solar.com](http://www.canadian-solar.com)
- Ref. [2] [pvcdrom.pveducation.org](http://pvcdrom.pveducation.org)
- Ref. [3] <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps3/pvest.php>
- Ref. [4] [www.wikipedia.org](http://www.wikipedia.org)
- Ref. [5] <http://www.skysails.info/english>
- Ref. [6] Programa informático CES

## Índice de figuras

- Figura 1. Horas solares pico (Peak Sun Hours)
- Figura 2. Panel solar Canadian Solar CSP-200
- Figura 3. Energía ahorrada por los paneles solares en el Canal de Panamá
- Figura 4. SkySails

# Cuadernillo 15.

## Memoria final

---

Petrolero de crudo Panamax 65000TPM

**Pablo Ceña Martínez**

**Alberto Torres Benayas**



Tutor: Don Ignacio Díez de Ulzurrun

Proyecto Final de Carrera número: 091



## Índice

1.	Introducción .....	3
2.	Cumplimiento de los requisitos del proyecto .....	3
3.	Modificaciones en próximas iteraciones.....	4
3.1.	Dimensionamiento .....	4
3.2.	Disposición de los tanques.....	4
3.3.	Maquinaria propulsora y hélice .....	4
3.4.	Cámara de máquinas.....	5
3.5.	Incorporación de medidas de ahorro energético .....	5
3.6.	Presupuesto.....	5
4.	Plano de disposición general.....	6
5.	Elementos del plano de disposición general.....	8

## 1. Introducción

Como se muestra en la normativa del proyecto fin de carrera este cuadernillo está destinado a una exposición del grado de cumplimiento de los requisitos del proyecto y esbozo de las modificaciones, en su caso, que hubieran sido necesarias en los cuadernos afectados si se hubiera podido realizar otro ciclo de la espiral de proyecto.

Como se mencionó en el primer cuadernillo de este proyecto, y ahora después de terminado se ratifica, un proyecto de un buque o de cualquier sistema ingenieril es producto de muchos cálculos iterativos, que dan como resultado final el proyecto definitivo. Tal y como se señala en la normativa del proyecto fin de carrera, este es la primera iteración de la espiral de proyecto, y en esa primera vuelta hay quedarse cuenta de lo que habría que modificar para posteriores vueltas hasta que la solución convergiese. En nuestro caso se ha seguido este procedimiento aunque en varios cálculos el proceso iterativo sí que se ha seguido y se han realizado diferentes cálculos hasta que la solución ha convergido. En algunos de ellos, como en la estructura, dicha iteración ha sido necesaria mientras que en otros la iteración se ha realizado para mejorar el resultado final del proyecto.

Se recoge en el punto 2 el cumplimiento de las especificaciones del proyecto. En el punto 3 se recogen las modificaciones o cálculos que habría que repetir en siguientes iteraciones. En el anexo se muestra el plano de disposición general que como se hizo mención en su cuadernillo se completaría una vez se hubiesen diseñado y proyectado todos los equipos de los que se compone el buque.

Lo más reseñable en este proyecto puede que sea la utilización de la cubierta intermedia, ya que normalmente los buques petroleros utilizan la estructura de doble casco. Como se explica en el anexo del cuadernillo 4, el MARPOL te permite la utilización de la cubierta intermedia en vez de doble fondo si se cumplen determinados criterios en cuanto a la estructura y geometría del buque. El MARPOL lo permite debido a que la presión hidrostática en el fondo del buque es superior a la presión del crudo y los gases que pudieran estar encerrados, en caso de rotura en el fondo del buque. De esta forma, en caso de accidente el agua tiende a entrar hacia el tanque, de manera que el crudo se quede en el tanque.

## 2. Cumplimiento de los requisitos del proyecto

Las especificaciones del proyecto eran las siguientes,

- Tipo. Petrolero clase Panamax
- Tipo de carga. Crudo
- Peso muerto. 65000 t.
- Velocidad. 12 kn.
- Autonomía. 20 días.
- Cuaderno especial de medidas que ayuden al ahorro energético.
- Sociedad de clasificación. American Bureau of Shipping, ABS.

Todas las especificaciones se han obtenido favorablemente. La única especificación que ha resultado diferente de los buques actuales de este tipo ha sido la velocidad del buque, que está por debajo de la media de los buques actuales. Para estar de acorde al mercado esta debería estar alrededor de 13.5 nudos incluso algo superior. Sin embargo, y dado el precio actual y las previsiones de precio de fuel futuro, el reducir la velocidad hace que los consumos se reduzcan en gran cantidad y por lo tanto el transporte, aunque más lento, sea más económico.

El peso muerto del buque también es algo superior a la media de los petroleros que atraviesan el Canal de Panamá. Al hacer todos los estudios en el dimensionamiento se estableció la inviabilidad de atravesar el Canal de Panamá a plena carga por problemas con el calado. La opción encontrada a este problema creemos que es la óptima, además de ser la adoptada por la mayoría de armadores, y es la descarga parcial de tanques a la entrada del Canal.

### **3. Modificaciones en próximas iteraciones**

En este apartado se van a describir cambios que se podrían hacer en la segunda y posteriores vueltas a la espiral de proyecto. Dichos cambios se irán marcando por cuadernillo.

#### **3.1. Dimensionamiento**

Una vez diseñados los tanques de carga y el resto de tanques, queda mucho espacio para la cámara de máquinas. En una segunda vuelta se podría haber establecido una eslora aproximadamente unos 4 metros inferior, o bien a ver reducido mínimamente el puntal del buque, haciendo los tanques más alargados. El resto del dimensionamiento una vez analizado el buque en conjunto y todos sus sistemas se puede considerar como correcto.

#### **3.2. Disposición de los tanques.**

Este apartado afecta a varios cuadernillos incluyendo la disposición general del buque. Una vez analizadas las situaciones de carga vimos que el buque trimaba ligeramente por proa cuando se encuentra a plena carga. Por ello en una segunda iteración moveríamos los tanques de carga más a popa. Este punto es necesario en cualquier proyecto de un buque pues es casi imposible llegar a situaciones de carga completamente estables en una primera iteración. Con esta modificación ya se cuenta cuando se realiza el proyecto del buque, puesto que como ya se ha mencionado, es necesario que en cada situación el buque esté sin trimado, o con un trimado muy ligero que pueda corregirse con lastre.

#### **3.3. Maquinaria propulsora y hélice**

Como se menciona en el punto 1 de este cuadernillo la velocidad del buque está muy por debajo a las velocidades que existen hoy en día en el mercado. Cuando se ha analizado la resistencia al avance mediante el método de Holtrop, ha quedado destacado este aspecto de la baja resistencia a esa velocidad. Al hacer posteriormente el estudio de la hélice vimos que no era posible encontrar en el mercado un motor de 2T que trabajase de forma eficiente en el punto de mayor eficiencia de la hélice. Hay varias posibilidades para la mejora de esta parte.

- **Mejora de la hélice.** La hélice estudiada corresponde a la serie B de Wageningen, que es una serie sistemática. En el caso de la realización de este buque real se buscaría una hélice óptima para esta carena, lo que conllevaría un sobre coste en el precio del buque por todos los ensayos que habría que hacer, así como por la fabricación de una hélice especial, pero mejoraría las cualidades hidrodinámicas del conjunto propulsor.
- **Motor de 4T.** Se podría usar un motor de 4T al que tendría que ir acoplado una reductora que tendría como salida las revoluciones óptimas para la hélice.
- **Reductora.** El uso de una reductora conlleva pérdidas energéticas y en nuestro caso la reductora debería ser para reducir de 120 rpm a 100 rpm y las pérdidas energéticas más el aumento en coste (tanto económico como de mantenimiento) podrían no aconsejar la utilización de una reductora.

En cualquiera de los casos en esta partida aconsejaríamos hacer unos ensayos de canal para definir realmente todos los parámetros hidrodinámicos y así poder optimizar el conjunto. La única razón para en este buque no realizar ensayos de canal sería la experiencia propia del astillero en buques similares.

### 3.4. Cámara de máquinas

Como se ha mencionado en el apartado 3.2 la cámara de máquinas de este buque es muy amplia. En una segunda iteración dicha cámara de máquinas se vería reducida acortando la eslora de la misma.

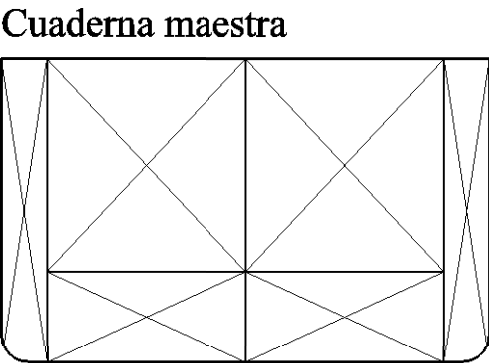
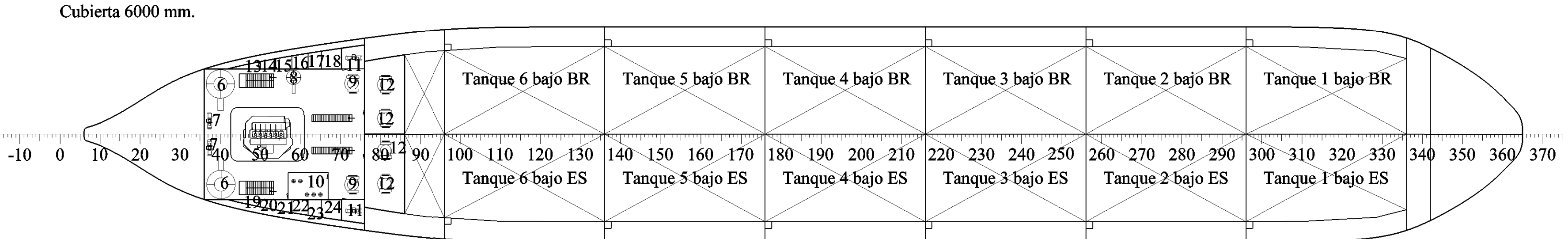
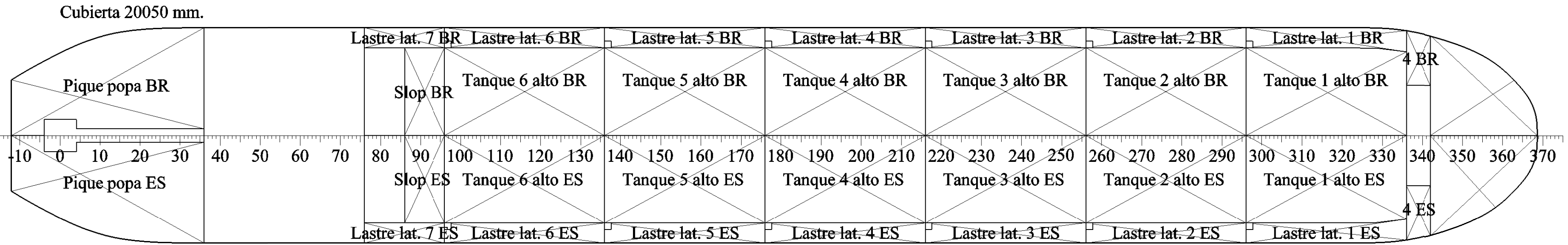
### 3.5. Incorporación de medidas de ahorro energético

Este apartado conllevaría cambios en varios cuadernillos. Después del análisis de los paneles solares y del SkySails®, se estima oportuno incluir en las siguientes iteraciones la incorporación de los paneles solares en la cubierta del buque. El sistema SkySails® no se incluiría puesto que la ruta a seguir de este buque implica que esté mucho tiempo a baja velocidad (durante el paso por el Canal de Panamá) incluso parado esperando paso por las esclusas. Además, consideramos que es un sistema en desarrollo y todavía no está desarrollado de forma óptima.

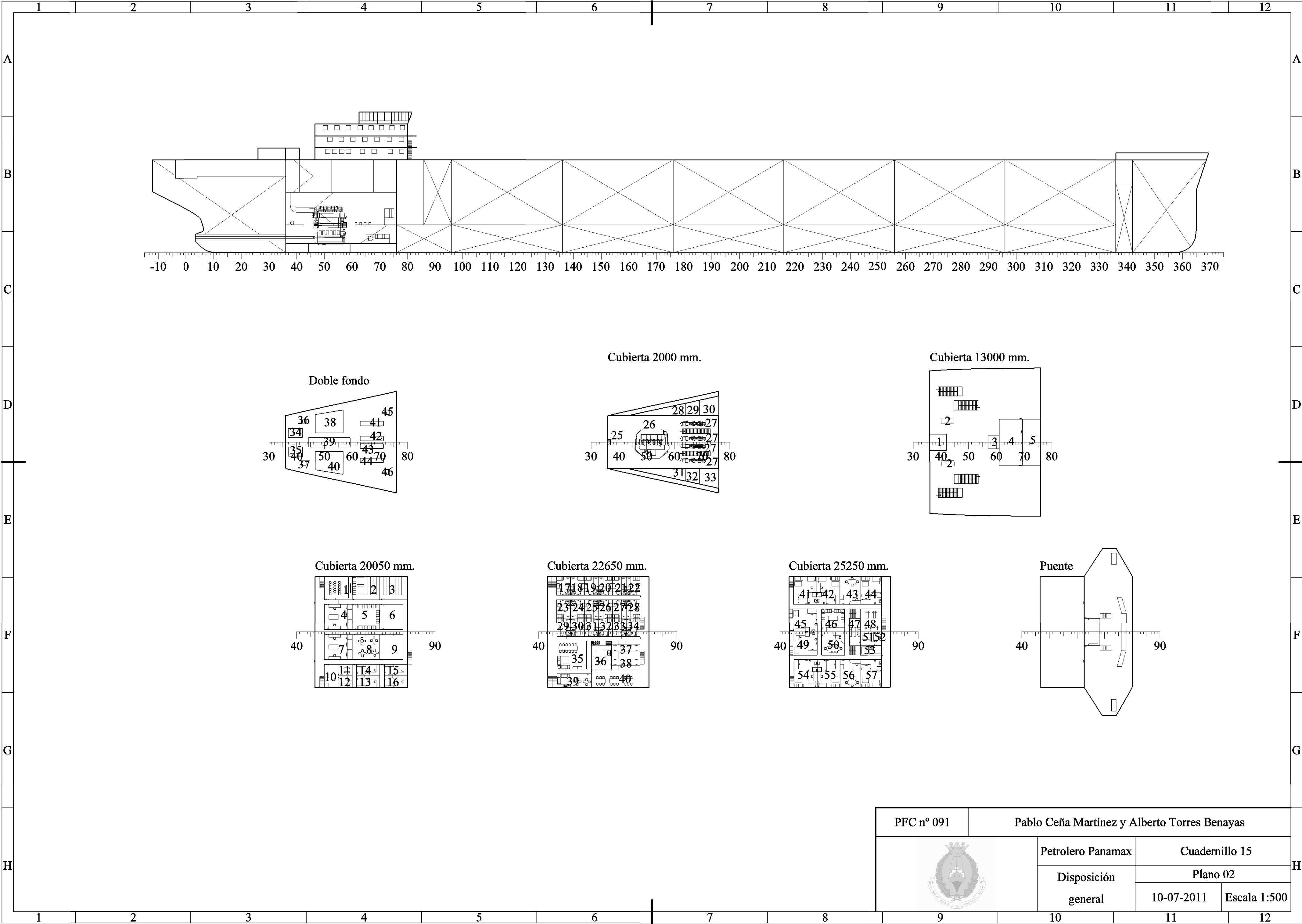
La incorporación a la cubierta del buque de los paneles solares implicaría cambios en el cuadernillo de equipos y servicios, en el de planta eléctrica, en la disposición general y en el presupuesto. También se debería hacer un estudio económico y de amortización del uso de dichos paneles solares, puesto que tienen un gran coste inicial y se encuentran en un ambiente muy hostil.

### 3.6. Presupuesto

El cambio de todos los apartados anteriores implicaría un cambio bastante importante en el presupuesto del buque. Es cierto que de tratarse de un proyecto de un astillero real el presupuesto se hubiese realizado una vez el buque esté más definido, y además se hubiese podido concretar mucho más los precios, así como la mano de obra de los trabajadores, que en este caso se ha considerado una mano de obra media, independientemente del puesto de los trabajadores.



PFC n° 091	Pablo Ceña Martínez y Alberto Torres Benayas		
	Petrolero Panamax	Cuadernillo 15	
	Disposición	Plano 01	
	general	10-07-2011	Escala 1:500



## 5. Elementos del plano de disposición general

Espacios de acomodación:

Número	Nombre del espacio	Cubierta
1	Sala de cine	Cubierta 1 (20050 mm)
2	Biblioteca	Cubierta 1 (20050 mm)
3	Archivo	Cubierta 1 (20050 mm)
4	Sala de reuniones I	Cubierta 1 (20050 mm)
5	Sala de estar común	Cubierta 1 (20050 mm)
6	Espacio vacío	Cubierta 1 (20050 mm)
7	Sala de reuniones II	Cubierta 1 (20050 mm)
8	Sala de juegos	Cubierta 1 (20050 mm)
9	Espacio vacío	Cubierta 1 (20050 mm)
10	Entrada lavandería	Cubierta 1 (20050 mm)
11	Cuarto de la plancha	Cubierta 1 (20050 mm)
12	Lavandería	Cubierta 1 (20050 mm)
13	Oficina I	Cubierta 1 (20050 mm)
14	Oficina II	Cubierta 1 (20050 mm)
15	Oficina III	Cubierta 1 (20050 mm)
16	Oficina IV	Cubierta 1 (20050 mm)
17	Camarote tripulación 1	Cubierta 2 (22650 mm)
18	Camarote tripulación 2	Cubierta 2 (22650 mm)
19	Camarote tripulación 3	Cubierta 2 (22650 mm)
20	Camarote tripulación 4	Cubierta 2 (22650 mm)
21	Camarote tripulación 5	Cubierta 2 (22650 mm)
22	Camarote tripulación 6	Cubierta 2 (22650 mm)
23	Camarote tripulación 7	Cubierta 2 (22650 mm)
24	Camarote tripulación 8	Cubierta 2 (22650 mm)
25	Camarote tripulación 9	Cubierta 2 (22650 mm)
26	Camarote tripulación 10	Cubierta 2 (22650 mm)
27	Camarote tripulación 11	Cubierta 2 (22650 mm)
28	Camarote tripulación 12	Cubierta 2 (22650 mm)
29	Camarote tripulación 13	Cubierta 2 (22650 mm)
30	Camarote tripulación 14	Cubierta 2 (22650 mm)
31	Camarote tripulación 15	Cubierta 2 (22650 mm)
32	Camarote tripulación 16	Cubierta 2 (22650 mm)
33	Camarote tripulación 17	Cubierta 2 (22650 mm)
34	Camarote tripulación 18	Cubierta 2 (22650 mm)
35	Comedor oficiales	Cubierta 2 (22650 mm)
36	Cocina	Cubierta 2 (22650 mm)
37	Gambuza seca	Cubierta 2 (22650 mm)
38	Gambuza refrigerada	Cubierta 2 (22650 mm)
39	Sala de estar tripulación	Cubierta 2 (22650 mm)
40	Comedor tripulación	Cubierta 2 (22650 mm)
41	Camarote oficiales 1	Cubierta 3 (25250 mm)
42	Camarote oficiales 2	Cubierta 3 (25250 mm)
43	Salón	Cubierta 3 (25250 mm)
44	Camarote oficiales 3	Cubierta 3 (25250 mm)
45	Camarote oficiales 4	Cubierta 3 (25250 mm)
46	Sala de estar oficiales	Cubierta 3 (25250 mm)

47	Vestuarios	Cubierta 3 (25250 mm)
48	Gimnasio	Cubierta 3 (25250 mm)
49	Camarote oficiales 5	Cubierta 3 (25250 mm)
50	Sala de oficiales	Cubierta 3 (25250 mm)
51	Sauna	Cubierta 3 (25250 mm)
52	Baño	Cubierta 3 (25250 mm)
53	Jacuzzi	Cubierta 3 (25250 mm)
54	Camarote oficiales 6	Cubierta 3 (25250 mm)
55	Camarote oficiales 7	Cubierta 3 (25250 mm)
56	Salón	Cubierta 3 (25250 mm)
57	Camarote oficiales 8	Cubierta 3 (25250 mm)

Espacio de cámara de máquinas:

Número	Nombre
1	Guardacalor
2	Sistema de climatización
3	Tanques de aceite lubricación de cilindros
4	Sala de control
5	Cuadros eléctricos
6	Calderas grandes
7	Bombas de sentinas
8	Caldera pequeña
9	Bombas de lastre
10	Cuarto de depuradoras
11	Bombas de CI
12	Bombas de descarga
13	Tanque de HFO alto
14	Tanque de agua dulce 2
15	Tanque de agua dulce 1
16	Tanque de lubricación alto y bajo
17	Tanque de sedimentación principal y tanque servicio diario de HFO auxiliares
18	Tanque servicio diario calderas
19	Tanque de HFO alto
20	Tanque de agua dulce 2
21	Tanque de agua dulce 1
22	Tanque de sedimentación auxiliar y tanque servicio diario de HFO auxiliares
23	Tanque servicio diario HFO auxiliares
24	Tanque servicio diario calderas
25	Colector de retornos
26	Motor principal
27	Motores auxiliares
28	Tanque HFO bajo BR
29	Tanque de servicio diario HFO BR
30	Tanque de MDO BR
31	Tanque HFO bajo ER
32	Tanque de servicio diario HFO ER
33	Tanque de MDO ER
34	Tanque de reboses
35	Tanque de lodos



Petrolero de crudo clase Panamax 65000 TPM

36	Toma de mar
37	Toma de mar
38	Tanque de aguas grises
39	Carter aceite principal
40	Tanque de aguas negras
41	Carter aceite auxiliar 1
42	Carter aceite auxiliar 2
43	Carter aceite auxiliar 3
44	Carter aceite auxiliar 4
45	Toma de mar
46	Toma de mar